



**Hochschule Niederrhein**  
University of Applied Sciences



Universidad  
Pública de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

Fachbereich Maschinenbau

# **Auslegung der Aufhängung eines Formula Student Rennwagens (RS14c)**

Diplomarbeit von Frank Tellería Schwab

Hochschule Niederrhein

Betreuung: Dr. Ing. Michael Heber

Krefeld, 2013-2014

# INHALTSVERZEICHNIS

<b>Einleitung .....</b>	<b>4</b>
<b>Problemstellung .....</b>	<b>5</b>
<b>Ziel .....</b>	<b>5</b>
<b>1 Stand der Technik .....</b>	<b>6</b>
1.1 Arten von Aufhängungen .....	6
1.2.1 Starrachse .....	6
1.1.2 Halbstarrachse .....	7
1.1.3 Einzelradaufhängung .....	7
<b>1.2 Komponenten einer Queraufhängung .....</b>	<b>10</b>
1.2.1 Federn .....	10
1.2.1.1 Schraubenfeder .....	11
1.2.1.2 Torsionsfedern (Torsionstangen) .....	11
1.2.2 Dämpfer .....	12
1.2.3 Umlenkhebel .....	13
1.2.4 Push/Pull Rods .....	15
1.2.5 Reifen .....	16
<b>2 RS-13c .....</b>	<b>18</b>
<b>3 Design des Dämpfungssystems des RS-14c [DISEÑO 2013] .....</b>	<b>19</b>
3.1 Prioritätsstellung .....	19
3.2 – Konzeptentwurf .....	29
<b>3.3-Detaillierter Konzeptentwurf – Auswahl von Systemen und Komponenten ...</b>	<b>36</b>
<b>4 Berechnung der Kräfte .....</b>	<b>38</b>
4.1 – Matrixanalyse .....	38
4.2– Überprüfung mittels FEM .....	42
<b>5 – Detailliertes Design der verschiedenen Teile .....</b>	<b>43</b>
5.1 –Bodenhaftung .....	44
5.2 –Gewichtsverlagerung .....	46
5.2.1-Längsgewichtsverlagerung .....	46
5.2.2-Quergewichtsverlagerung .....	47
5.2.3-Total Lateral Load Transfer Distribution (TLLTD) .....	47
5.3 –Berechnung der Rollsteifigkeit .....	49
5.3.1-Berechnung der Federn und Stabilisatoren .....	51
5.3.1.1-Motion Ratio – Übersetzung des Mechanismus .....	52

<b>6</b>	<b>-Einstellung der Stoßdämpfer .....</b>	<b>65</b>
6.1	-Funktionen der Stoßdämpfer .....	65
6.2	-Berechnung der Kennlinien. ....	65
	6.2.1-Transmissibility (Übertragbarkeit). ....	65
<b>7</b>	<b>Ergebniss .....</b>	<b>74</b>
<b>8</b>	<b>Schlussfolgerung .....</b>	<b>76</b>
	<b>Quellenangaben.....</b>	<b>77</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>79</b>

# Einleitung

Die folgende Arbeit ist im Rahmen des Formula Student Projektes der Hochschule Niederrhein entstanden. Die Studie befasst sich mit der Auslegung der Stoßdämpfer und den Mechanismen, mit denen sie in einem Formula Student Rennwagen interagieren. Um eine Perspektive zu schaffen und ein gutes Verständnis zu ermöglichen, müssen vorher die Grundlagen der Geometrie eines Fahrwerks erklärt werden.

Formula Student ist ein Konstruktions-Wettbewerb, der im Jahr 1978 von SAE International (Society of Automotive Engineers) begonnen wurde. Das wichtigste Ziel bei diesem Wettbewerb ist es, nach einigen Regeln ein renntüchtiges Fahrzeug in einem Jahr zu entwickeln. So können die Studenten und Studentinnen die ganze Theorie, die sie während des Studiums gelernt haben, umsetzen. Aber es bietet ihnen nicht nur die Chance, eigenes Wissen zu vertiefen, sondern auch die Gelegenheit, in einer Werkstatt zu arbeiten und mit Werkzeug umzugehen, so wie ihre Teamfähigkeit zu verbessern.

Das Konzept ist, dass eine fiktive Produktionsgesellschaft ein Studenten Design Team angestellt hat, um ein Formula-Style Fahrzeug zu entwickeln. Der Prototyp wird auf verschiedenen Events von einer Jury ausgewertet;

## -Statische Events

- Technische Inspektion
- Kosten- & Herstellungsanalyse
- Präsentation
- Design
- Dynamische Events
- Beschleunigung
- Skid Pad
- Autocross
- Benzineinsparung
- Ausdauer

Zusätzlich sind andere Auszeichnungen für besondere Designleistungen, wie z.B. innovativer Einsatz von Elektronik, Umweltfreundlichkeit oder allgemeine dynamische Leistung.

# Problemstellung

Das Ziel der Arbeit ist es, eine optimale Auslegung der Stoßdämpfer, Stabilisatoren und Zubehör ( Gelenke, Lenker, Hebel usw.) zu schaffen. Da die Reifen die direkte Bindung zwischen dem Auto und der Straße darstellen, ist das Fahrwerk verantwortlich dafür, dass diese zu jedem Zeitpunkt in den optimalen Umständen Kontakt mit der Fahrbahn haben, damit die größtmögliche Traktion erreicht wird. Man muss dementsprechend die Dämpfung von unebenen Bahnen in verschiedenen Frequenzen berücksichtigen. Außerdem ist eine richtige Auslegung nicht nur wichtig, um ein schnelles Fahrzeug zu entwickeln, sondern auch für eine sichere und feinfühlige Steuerung.

## Ziel

Für den RS-14c eine Federung zu entwickeln, die die folgenden Zielvorgaben erfüllt. Diese ergaben sich aus dem Reglement und eigenen Zielformulierungen.

- 4 individuelle Aufhängungen für alle 4 Räder
- Federung von mind. +/- 25,4mm (+/- 1in.)
- Der Wagen darf den Boden nicht berühren
- Zuverlässigkeit der Komponenten
- Feeling Übertragung
- Optimale Fahreigenschaften
- Verstellbare Eigenschaften
- Leichte Zugänglichkeit
- Möglichst geringes Gewicht

Ein weiterer Grund dafür, diese Arbeit zu schreiben, ist es, kommenden HSNR Formula Student Mitgliedern eine Grundlage für das Design einer Aufhängung zu liefern.

# 1 Stand der Technik

Über die Geometrie der Aufhängung zu sprechen, bedeutet, die Art zu erläutern, auf die die ungefederte Masse und die gefederte Masse verbunden sind. Diese Verbindungen bestimmen nicht nur die relative Bewegung, sondern sie kontrollieren auch die Kräfte, die übertragen werden (Milliken&Milliken, 1995). Jeder Wagen braucht eine bestimmte Geometrie; die beste Geometrie existiert nicht.

## 1.1 Arten von Aufhängungen

Ein Überblick über die verschiedenen Arten von Aufhängungen wird grob gegeben. Nachteile, Vorteile und Haupteinsätze werden erklärt.

### 1.2.1 Starrachse

Bei dieser Art von Aufhängung bilden die Räder und die Achse eine Einheit. Ein Nachteil dieses Systems ist, dass, da beide Räder verbunden sind, die auf einer Seite der unebenen Fahrstraße gebildeten Schwingungen auf die andere Seite übertragen werden. Ein Flattern (Shimmy) kann auch durch diesen Grund entstehen. Außerdem wird die ungefederte Masse deutlich größer sein. Je geringer die ungefederte Masse ist, desto schneller kann die Dämpfung agieren und dementsprechend wird der Kontakt zwischen dem Rad und der Straße besser.

Die Hauptvorteile dieser Aufhängung ist die einfache Herstellung und der Fakt, dass die Parameter des Fahrwerks (Sturz, Nachlauf, etc.) keine signifikante Variierung haben.



Abb.1 - Starrachse mit Blattfeder [KM77].

Die Starrachse wird vor allem in Industriefahrzeugen, Bussen, LKW und Geländefahrzeugen benutzt.

### 1.1.2 Halbstarrachse

Diese Aufhängungen sind ähnlich der Starrachse, aber die Schwingungen werden teilweise von einer Seite auf die andere Seite übertragen [KM77]. Das Differential wird nicht von der Achse festgehalten, sondern wird in den Rahmen festgeschraubt. So werden das Antriebssystem und die Federung getrennt.

Da das Differential jetzt im Rahmen befestigt ist, wird die ungefederte Masse reduziert.

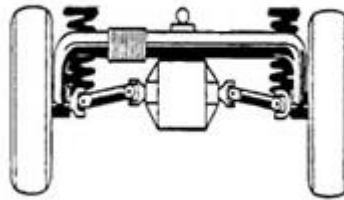


Abb.2 – Halbstarrachse [KM77].

### 1.1.3 Einzelradaufhängung

In den letzten Jahren hat sich dieses System aus folgenden Gründen durchgesetzt: Die Schwingungen werden nicht von einer Seite auf die andere übertragen, und so werden der Komfort und die Stabilität verbessert. Weiterhin wird die ungefederte Masse wesentlich reduziert, was zu geringeren Kräfte- und Druckschwankungen führt, und daher ist das Steuerungsgefühl besser. Beim Design einer Einzelradaufhängung müssen die Parameter des Fahrwerks berücksichtigt werden, um die Spur und den Sturz so konstant wie möglich zu halten. Für hohe Aufladungen ist diese Aufhängung nicht geeignet. [AUTOM 2013]

Es gibt auch verschiedene Arten von Einzelradaufhängungen. Die wichtigsten werden kurz beschrieben.

- **Längslenkeraufhängung**

Dieses System hat zwei längsstehende Arme. Ein Ende ist im Rahmen befestigt und das andere hält den Radträger. Somit werden beide Arme vom Wagen abgeschwemmt und können sich um die Achse drehen. Es sind viele Varianten dieser Aufhängung entstanden.

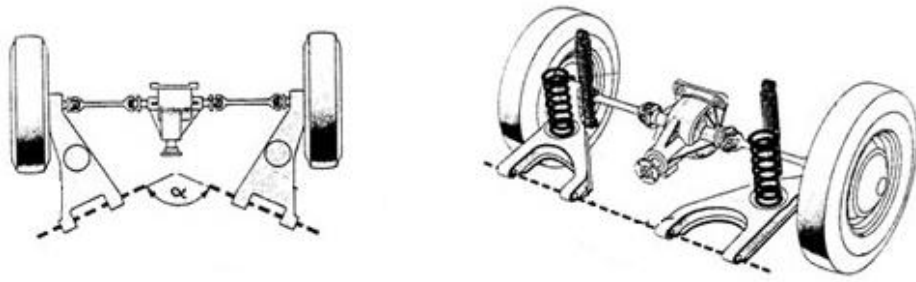


Abb.3 – Längslenkeraufhängung. [KM77].

- **McPherson Aufhängung**

Diese Aufhängung wurde von Earl S. McPherson, Ingenieur bei Ford, entwickelt. Der Hauptnachteil dieses Systems ist, dass aufgrund der Geometrie kann der positive Sturzwinkel nicht kompensiert werden. Dieses System wird heutzutage in konventionellen Fahrzeugen aufgrund folgender Vorteile am meisten benutzt [KM77]:

- Einfache Herstellung
- Geringe Wartung
- Geringe Herstellungskosten
- Weniger Raumeinsatz



Abb.4 – McPherson Aufhängung. [KM77].

- **Queraufhängung (verformbare Parallelogrammaufhängung)**

Es gibt auch zwei verschiedene Typen dieser Aufhängung: Doppelstufen oder mehrere Ebenen. Diese Namen sind auf die Ebenen, auf denen die verschiedenen Elemente der Aufhängung liegen, bezogen. Wir werden uns auf die Doppelstufen Queraufhängung konzentrieren.

Jeder Querlenker hat zwei Befestigungspunkte am Rahmen und einen Befestigungspunkt am Radträger. Diese Art Aufhängung wird am meisten in Rennfahrzeugen benutzt, weil sie eine



bestimmte Variation des Sturzes ermöglicht. Da all die Kräfte an den Wagenaufbau übertragen werden, sollten die Festpunkte des Dämpfers verstärkt werden. [AUTOM2013].



Abb.5 – Queraufhängung. [KM77].

Wie man auf dem Bild sehen kann, ist der Dämpfer direkt am unteren Querlenker befestigt (direkte Befestigung). In Rennfahrzeugen wird hauptsächlich eine Push oder Pull Rod Queraufhängung benutzt.

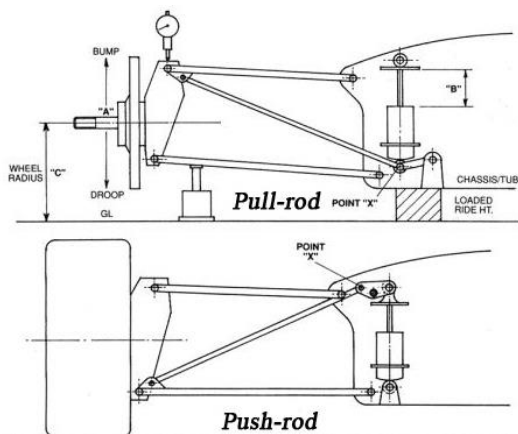


Abb.6 – Push Rod und Pull Rod Varianten. [SCARBSF1].

Es gibt mehrere Gründe, warum sich dieses System in Rennfahrzeugen durchgesetzt hat. Erstens erlaubt eine Pull/Push Rod Aufhängung den Einsatz eines Umlenkhebels. Mit der Kreisbewegung und der Geometrie des Umlenkhebels wird ein variabler mechanischer Vorteil erzielt. Ein variabler mechanischer Vorteil bedeutet eine variable Dämpfer-Rad-Bewegung (variable Übersetzung, Motion Ratio auf Englisch), was unter besonderen Umständen angemessen sein kann, z.B. mit Aerodynamischem Paket, um die Bewegung des Rennwagens zu minimieren. Mit der direkten Befestigung am Querlenker entsteht eine senkende Übersetzung, was im Allgemein für die Fahrzeugdynamik nicht vorteilhaft ist. Später werden ausführliche Auskünfte zum Umlenkhebel und der Übersetzung diskutiert.

Noch ein Grund für den Einsatz von Pull/Push Rods Aufhängungen ist die Ausscheidung der Dämpfer von der Luftströmung, mit der entsprechenden Verbesserung des Aerodynamischen Verhaltens des Wagens. In einem Formula Student Auto dies ist nicht ein Hauptgrund, weil keine hohen Geschwindigkeiten erreicht werden.

Drittens ist es möglich, die Dämpfer in einer horizontalen Stellung zu orientieren. Dies erlaubt den Schwerpunkt des Wagens so tief wie möglich zu legen, was für das dynamische Verhalten gut ist. [F1TECHNICAL].

## 1.2 Komponenten einer Queraufhängung

Die Hauptkomponenten sind:

- Federn
- Dämpfer
- Umlenkhebel
- Pull/Push rods
- Räder

### 1.2.1 Federn

Die Federn sind elastische Verbindungen, die eine Bewegung zwischen dem Rahmen und den Reifen ermöglichen. Erforderliche Terminologie bei Federn:

- Komprimierung der Feder - Jounce: Bezieht sich auf die Kompressionbewegung des Feder-Dämpfer Systems.
- Ausfederung – Rebound: Bezieht sich auf die Bewegung des Feder-Dämpfer Systems, wenn es über ein Schlagloch geht.
- Federkonstante – Spring Rate: Wird benutzt, um die Widerstandskraft der Feder zu messen.
- Gefederte Masse – Sprung Mass: Ist die von den Federn gestützte Masse, z.B. Rahmen und Motor.
- Ungefederte Masse – Unsprung Mass: Besteht aus der Masse der Aufhängungskomponenten, sowie die Masse der Felgen, Lager, Bremsen, etc.

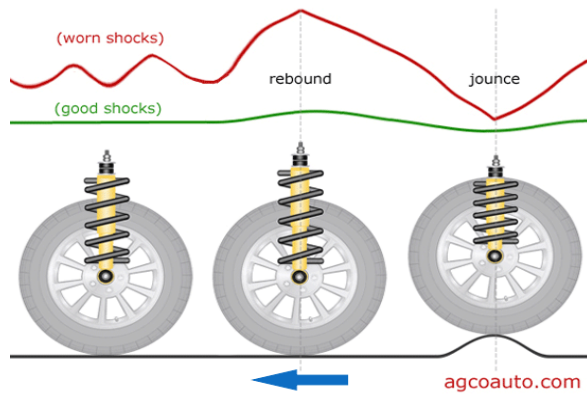


Abb.7 - Dämpfung auf unebener Straße. [AGCOAUTO].

### 1.2.1.1 Schraubenfeder

Sie benutzen die elastischen Eigenschaften von einem torsionsbelasteten Draht, um eine lineale Federkonstante zu erzeugen. Diese Federn werden bei Einzerradaufhängungen am meisten verwendet.

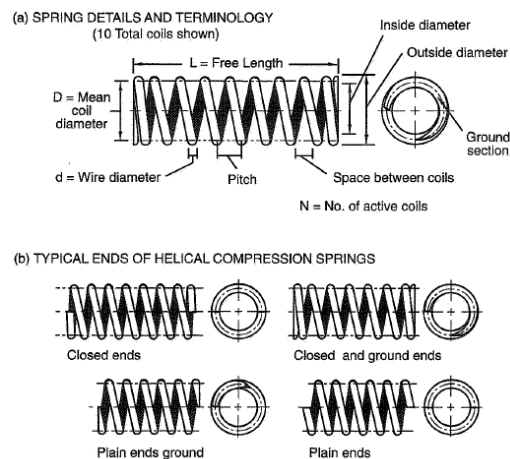


Abb.8 – Schraubenfeder [RCVD 1995].

### 1.2.1.2 Torsionsfedern (Torsionstangen)

Bei Torsionsfedern werden die elastischen Eigenschaften einer Stange ausgenutzt, die unter Torsion steht. So erzeugt man ein Drehmoment pro Grad Wendung (Nm/deg. twist).

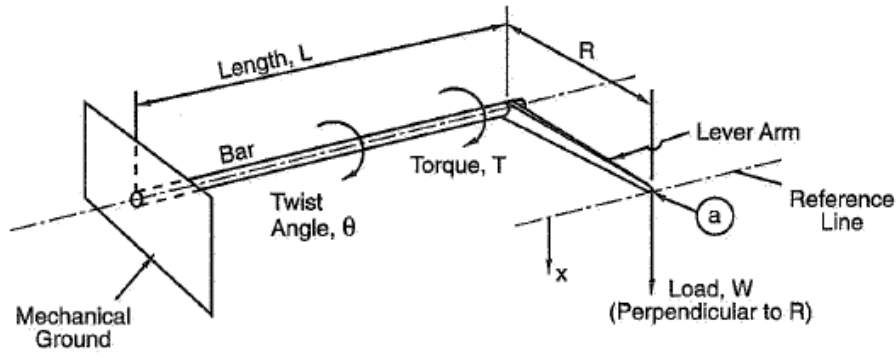


Abb.9 – Torsionsfeder. [RCVD 1995].

### 1.2.2 Dämpfer

Wenn die Aufhängung nur mit einer Feder ausgestattet wäre, würde sie unter idealen Umständen unendlich schwanken. Wenn die Feder komprimiert wird, muss die Energie, die die Feder gespeichert hat, aufgelöst werden. Der Dämpfer ist ein Gerät, der für die Auflösung der Energie und die Kontrolle der Feders sorgt. Der Dämpfer ist geschwindigkeitsempfindlich .

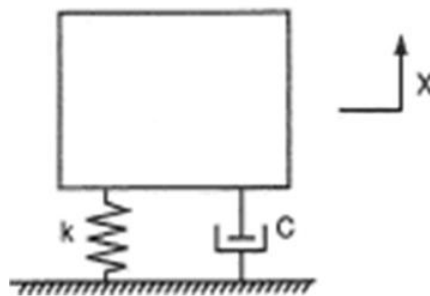


Abb.10 – Feder-Dämpfer System. [RCVD 1995].

Auf dieses System wirken 3 Kräfte, die das dynamische Verhalten bestimmen:

- Trägheitskraft: Erzeugt von der Beschleunigung der Masse, die von der Masse und der Beschleunigung abhängig ist.

- Dämpfungskraft: Funktion der Geschwindigkeit, die der Dämpfer registriert und des Dämpfungskoeffizients.

- Federkraft: Funktion der Verschiebung der Feder und der Federkonstanten.

Das typische Diagramm eines Stoßdämpfers ist wie folgt:

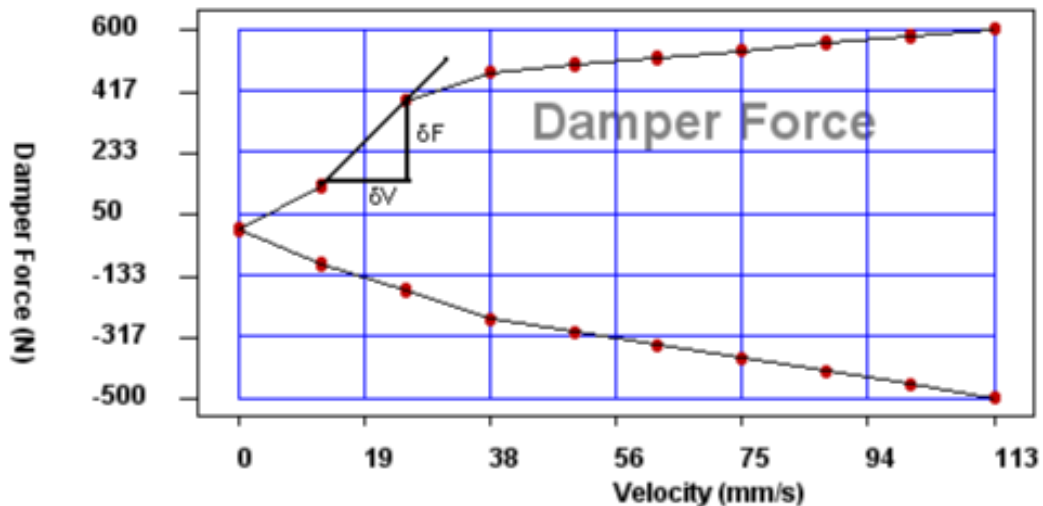


Abb.11 –Typisches Stoßdämpferdiagramm Kraft vs. Geschwindigkeit. [CHASSISSIM].

Dabei ist zu erwähnen, dass die obere Hälfte des Diagramms die Kompression darstellt, und die untere Hälfte die Extension des Stoßdämpfers. Das wichtige dieser Abbildung ist der Dämpfungskoeffizient (damping rate), der die Neigung der Dämpfungskurve bei einer bestimmten Geschwindigkeit ist, d.h. diejenige, die sich aus dieser Kurve bei dieser Geschwindigkeit ergibt. Wenn wir beispielsweise die Kurve aus Abbildung 6 verwenden, erhalten wir

$$C = \frac{\delta F}{\delta V}$$

wobei C der Dämpfungskoeffizient,  $\delta F$  die Änderung der Dämpfungskraft und  $\delta V$  die Änderung der Dämpfungsgeschwindigkeit sind. Dabei ist hinsichtlich der Einheiten konsequent vorzugehen; die Kräfte in N und die Geschwindigkeiten in m/s. Somit entspricht C N/m/s.

Als Annäherung kann man davon ausgehen, dass die Dämpfungskoeffizienten von über 15000 N/m/s eine Dämpfung bei niedriger Geschwindigkeit (low speed damping) darstellen, wobei das Ziel die Kontrolle über das Fahrzeug ist, und die Dämpfungen um die 4000 N/m/s verwendet werden, um Unebenheiten bei hohen Geschwindigkeiten abzufangen. [CHASSISSIM].

### 1.2.3 Umlenkhebel

Hauptsächlich der Umlenkhebel, zusammen mit dem Bausatz des Mechanismus, der den Stoßdämpfer bewegt, definieren die Bewegung des Stoßdämpfers bezüglich der Reifen, was letztendlich die Funktionsweise des Stoßdämpfers bestimmt. Wie bereits oben ausgeführt, ermöglicht es der Einsatz des Umlenkhebels, einen konstanten bzw. variablen mechanischen Vorteil zu erzielen (zunehmend oder abnehmend).

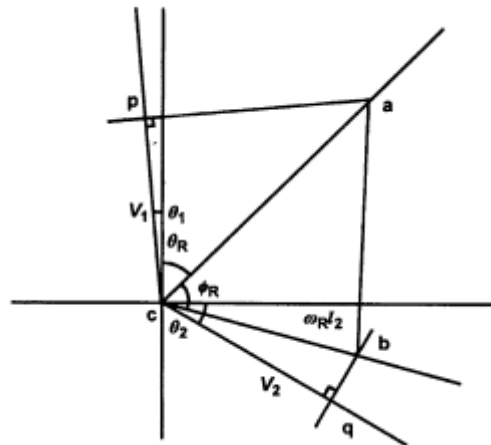
Zur vollständigen Beschreibung der Funktionsweise eines Umlenkhebels sind folgende Parameter erforderlich:

- Die Differenz zwischen den Winkeln der Eingangs- und Ausgangsstangen (input und output) des Umlenkhebels,  $\theta_{RD}$ , definiert auf der Fahrhöhe.

-Faktor 'Rising Rate'  $f_r$ , der die Änderung der Motion Ratio beim Drehen des Umlenkhebels darstellt.

Wie aus der Abbildung hervorgeht

Bei einer Winkelgeschwindigkeit  $\omega_R$ , ist die tangentielle Geschwindigkeit an Punkt A  $\omega_R l_1$ , senkrecht zu Segment AC, wobei  $V_A$  erreicht wird. Ähnliches geschieht mit  $V_B$ . Hier das Geschwindigkeitsdiagramm:



Wie aus dem Geschwindigkeitsdiagramm ersichtlich ist, haben wir den Umlenkhebel gedreht, um die vertikale Achse als Bezugspunkt zu nehmen. Die Geschwindigkeit  $V_A$  lässt sich in zwei Komponenten zerlegen: eine parallel und die andere senkrecht zur Linie, welche die

Eingangsstange (input) darstellt. Dazu wird eine Linie parallel zur Eingangsstange mit Winkel  $\theta_1$  bezüglich der vertikalen Achse gezeichnet, und von Punkt a aus wird eine senkrechte Linie gezogen, wodurch wir Punkt p erhalten. Das Segment cp stellt die Geschwindigkeit der Eingangsstange dar, während Segment p die tangentielle Geschwindigkeit repräsentiert. Dies lässt sich ebenfalls mit dem Ausgang machen, wobei cq in diesem Fall die lineare Kompressionsgeschwindigkeit des Stoßdämpfers ist.

Demnach ist die Motion Ratio des Umlenkhebels wie folgt:

$$R_r = \frac{V_q}{V_p} = \frac{cq}{cp}$$

Also:

$$R_r = \frac{\omega_R l_2 \cos(\theta_R + \phi_R - \theta_2)}{\omega_R l_1 \cos(\theta_R + \theta_1)}$$

Was gleichbedeutend ist mit:

$$R_r = \frac{l_2 \cos(\psi_2)}{l_1 \cos(\psi_1)}$$

Wie man sieht, ist der Nenner der Abstand von der Achse bis zu Aktionslinie der Eingangsstange und der Zähler ist der Abstand von der Achse bis zur Aktionslinie der Ausgangsstange.

Wenn wir die Motion Ratio der Umlenkstange in eine Motion Ratio aufgrund der Armlänge und eine zweite entsprechend der Winkel aufteilen, erhalten wir:

$$R_{rl} = \frac{l_2}{l_1}$$

$$R_{r\psi} = \frac{\cos(\psi_2)}{\cos(\psi_1)}$$

Wobei

$$R_r = R_{rl} R_{r\psi}$$

Der erste Ausdruck ist konstant, und der zweite ändert sich mit der Drehung des Umlenkhebels, was die Grundlage für das Design eines erforderlichen Rising Rate bildet. Diese Entwicklung findet sich in dem Buch 'The Shock Absorber Handbook' von John Dixon. Wie man sieht, handelt es sich um eine grundlegende grafische Analyse der Geschwindigkeiten einer Umlenkrolle.

#### 1.2.4 Push/Pull Rods

Die vorrangige Funktion dieser Komponente besteht darin, wie ihre bezeichnung schon sagt, zu drücken oder zu ziehen. Diese Komponente funktioniert nur unter Kompression oder Extension. Falls man sich für ein System der Art Push Rod entscheidet, ist besonders auf das Knicken des Push Rod in Kompression bei maximaler Belastung zu achten. Aus diesem Grund



kann man bei Pull Rod-Systemen ein etwas schlankeres Element wählen und folglich ein wenig Gewicht sparen.

Häufig wird zur Herstellung dieses Elements aufgrund seines niedrigen spezifischen Gewichts und seiner mechanischen Eigenschaften Kohlenstoff gewählt.



Abb.14 – Kohlenstoffkomponenten in einem Formula Student- Rennwagen. [TUM 2013].

### 1.2.5 Reifen

Der Reifen ist das Element, das den Wagen mit dem Boden verbindet. Es gibt keine andere Verbindungspunkte, und daher sind die Reifen sehr wichtig. Die Reifen halten die ganzen Beschleunigungen des Wagens. Außerdem wirken an den Reifen die Kräfte und Momente, die dem Fahrer Kontrolle und Stabilität liefern. Wir werden kurz das "g-g Diagramm" anschauen.

Das g-g Diagramm stellt die Bodenhaftung des Reifens dar. In diesem Diagramm geht man davon aus, dass der Reifen dieselbe Kraft in allen Richtungen ausüben kann. So kann man die Kraft mit einem Vektor repräsentieren.

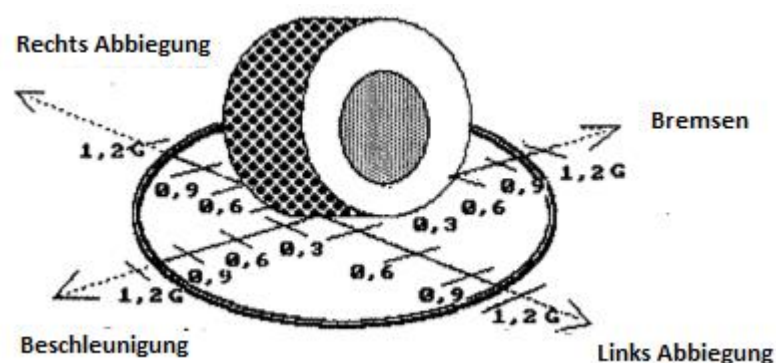


Abb.15 – g-g Diagramm. [SAC OR 1998].

Jedes Reifen-Bahn-Verhältnis erzeugt eine gewisse maximale Bodenhaftung. Offentlich ist, dass man gleichzeitig bremsen und abbiegen kann, aber die resultierende Kraft kann nie den Kreis überschreiten. Es ist wichtig zu verstehen, dass nur in einer Richtung die maximale Kraft ausgeübt wird. Das bedeutet, dass wenn man gleichzeitig bremst und abbiegt, kann die



maximale Kraft weder für das Bremsen noch für das Abbiegen ausgeübt werden, d.h. die Kraft wird verteilt. Wäre das nicht so, würde der Vektor den Kreis überschreiten.

Die besten Fahrer sind diejenigen, die in jeder Zeit den Reifen an die Grenze führen, und mit der maximalen Kombination der Kräfte fahren, und somit der resultierende Vektor sich immer nah am Rand der g-g Kreises befindet.

Ein Reifen, der so behandelt wurde, weist, von der Dynamic her, einen besseren Verschleiß auf als ein Reifen, der jedes Mal nur eine Kraft (in einer Richtung) ausübt, und die Kraft sich plötzlich auf Null beläuft.

## 2 RS-13c

Jedes Jahr besteht das Ziel darin, dank neu geworbener Erkenntnisse und Erfahrungen einige Verbesserungen umzusetzen. In diesem Abschnitt werden verschiedene Aspekte des Aufhängungssystems vorgestellt, von denen ich denke, dass das Fahrzeug des Vorjahrs verbessert werden sollte.

Erstens gibt es einen Fehler beim Design der hinteren Aufhängung, bei der die Verankerung des Stoßdämpfers mit dem Fahrgestell nicht mit dessen Knoten übereinstimmt, sondern in der Mitte eines Rohrs liegt. Dies führte dazu, dass dieses Rohr sich verbiegt und die Verankerung aufgrund der Kräfte wiederholt zerbrach. Dieses Jahr hat das für das Fahrwerk verantwortliche Team daran gearbeitet, dass alle Verankerungen sich auf den Knoten befinden, damit sich dieses Problem nicht wiederholt..

Zweitens weist die Aufhängung des RS-13c das Problem auf, aufgrund der Reibung zwischen den Mechanismen die Kompressions- und Extensionsbewegung angemessen auszuführen. Beim RS-14c haben wir uns dafür entschieden, in den Umlenkhebel ein Lager einzubauen, um die Bewegung leichter zu machen und dadurch letztendlich die Dämpfung effektiver zu gestalten.

Drittens stellten wir fest, dass der RS-13c nur einen einzigen Stabilisator aufweist, der sich in der Vorderachse befindet. Ich weiss nicht, ob letztes Jahr eine ausführliche Analyse der Dynamik und des Verhaltens des Fahrzeugs sowie des "Roll" des Fahrzeugs in Kurven durchgeführt wurde, aber auf jeden Fall halte ich es für unabdingbar, einen Stabilisator (falls möglich verstellbar) in alle Achsen einzubauen. Dies nicht nur hinsichtlich der Stabilität, sondern auch wegen der dadurch entstehenden Einstellungsmöglichkeiten. Bei Wettrennen ist es erforderlich, mit verschiedenen Einstellungen und Konfigurationen spielen zu können, da jede Strecke und jeder Fahrer eine individuelle Einstellung der Aufhängung benötigt.

Darüber hinaus ist zu erwähnen, dass der Im RS-13c eingebaute Stabilisator aus Vollmaterial besteht und einen nur geringen Durchmesser aufweist. Die Stabilisatoren sollten hohl sein und einen größeren Durchmesser aufweisen, da somit eine bedeutende Gewichtseinsparung erreicht wird. Es folgt eine Analyse dazu, wie die Torsionssteifigkeit eines Stabilisators entsprechend seines Radius variiert.

### 3 Design des Dämpfungssystems des RS-14c [DISEÑO 2013]

#### 3.1 Prioritätsstellung

##### I – RED-Methode

Unter Anwendung der RED-Methode wird versucht, die Erfordernisse und Funktionen eines Aufhängungssystems (mit Ausnahme der Stabilisatoren, da ihr Design von der Platzierung der Dämpfer und der Umlenkhebel abhängig ist) darzustellen, deren Design weiter unten erörtert wird), um es den Anforderungen entsprechend anzupassen. Zunächst wird eine intuitive Suche durchgeführt:

##### - Intuitive Suche

- Ziel: Leicht, einfache Montage, funktionell
  - Herstellung aus leichten und dauerhaften Materialien
  - Einfacher Einbau auf minimalen Raum
  - Präzision und Leichtgängigkeit ohne Spiel
  - Korrosionsbeständigkeit und Wetterfestigkeit
  - Dämpfung der natürlichen Frequenzen von hängenden und nicht hängenden Massen
  - Kontrolle über das Fahrzeug bei den natürlichen Frequenzen der Verrollung beim Bremsen, Beschleunigen und Roll (in Kurven)
  - Einfacher Zugang zu den unterschiedlichen Teilen
  - Effektive Dämpfung bei maximaler Bodenhaftung
  - Einfache Einstellung der Elemente
  - Leichtgängige Bewegung bei minimaler Reibung
  - Minimale Wartung
- Ziel: Sicherheit
  - Vermeidung von Ecken und scharfen Kanten
  - Beständigkeit der Materialien gegen Beanspruchung
  - Zuverlässigkeit
  - Feste Verankerungen
  - Sicherheitsfaktoren
- Ziel: Gutes Erscheinungsbild/gute Ästhetik
  - Generell gutes Finish
  - Modernes Image
  - Attraktives Aussehen (Farben, Formen...)

##### - Lebenszyklus und Umfeld

- Lebenszyklus:
  - Dauer Durchschnittsnutzungsdauer

- Ende der Nutzungsdauer: Demontage → Abfallprodukte
  - Recycling
  - Keine Umweltverschmutzung
- Inneres Umfeld
  - Robustheit, starke Verankerungen
  - Mechanische Beständigkeit
- Äußeres Umfeld
  - Korrosions-, rost-, Wetterbeständigkeit...

#### - Sequentielle Analyse der Funktionselemente

- Ruhezustand
  - Stabilität und Robustheit
- Betriebszustand
  - Effiziente Dämpfung bei maximaler Bodenhaftung
    - Präzision bei Bewegung

#### -Bewegungen und Belastungen

- Die Stabilität des Fahrzeugs sicherstellen
- Sicherheitskoeffizienten (nicht erwartete Unebenheiten bei hoher Geschwindigkeit, bruske Richtungswechsel)
- Sicherheit der Verankerungen
- Mechanische Festigkeit

Nachfolgend wird eine Bewertung der Wichtigkeit einer jeden Funktion vorgenommen.

## K

- 1- Nützlich
- 2- Erforderlich
- 3- Wichtig
- 4- Sehr wichtig
- 5-Ausschlaggebend

## F

- 0- Unbedingt erforderlich
- 1- Kaum verhandelbar
- 2- Verhandelbar
- 3- Sehr verhandelbar

### -VORRANGIGE BETRIEBSFUNKTIONEN

Nr.	BEZEICHNUNG	K <sup>1</sup>	KRITERIUM	STUFE	FLEXIBILITÄT	F <sup>1</sup>
1	Dämpfung der natürlichen Frequenzen von hängender und nicht hängender Masse	5	Dämpfungskoeffizient $\delta$	0.3-0.7 in der Geschwindigkeit der Unregelmäßigkeit	-	0
2	Präzision und Leichtgängigkeit der Bewegung	5	Position		-	0
3	Zuverlässigkeit	5	TMFA	Sicherheitskoeffizient	-	0
4	Einfacher Einbau	3	Einbauzeit		-	1
5	Leichtigkeit	4	Gewicht	So gering wie möglich	-	0

### -ZUSÄTZLICHE BETRIEBSFUNKTIONEN

Nr.	BEZEICHNUNG	K <sup>1</sup>	KRITERIUM	STUFE	FLEXIBILITÄT	F <sup>1</sup>
1	Regulierung der Kompression und Extension des Dämpfers möglich	4		-	-	1
2	Geringe Platzbeanspruchung	3	Abmessungen	-	-	1
4	Gutes Erscheinungsbild	3	Aussehen	-	-	2
6	Einfache Reinigung	1	Zugang	-	-	2
7	Austausch von Teilen möglich	4	Zugang Sicherheit Zeitraum	-	-	1

### -ANFORDERUNGEN

Nr.	BEZEICHNUNG	K <sup>1</sup>	KRITERIUM	STUFE	FLEXIBILITÄT	F <sup>1</sup>
1	Not-Aus möglich		Zugang	-	-	
2	Garantierte Sicherheit			-	-	
4	Korrosionsbeständigkeit		Aussehen Zuverlässigkeit	-	-	
5	Ohne Interferenz mit anderen sich in Bewegung befindlichen Teilen		Sicherheit	-	-	
6	Temperaturwechselbeständigkeit		Zuverlässigkeit	-	-	
7	Schlag- und Belastungsbeständigkeit		Schlag	-	-	

## II – Gruppierung der funktionellen Anforderungen in Modulen

Im Anschluss an die Definition der funktionellen Anforderungen gruppieren wir diese für jedes Teil unseres Systems:

- Dämpfer
- Umlenkhebel
- Push/Pull Rod

<u>Dämpfer</u>	<u>Umlenkhebel</u>	<u>Push/Pull Rod</u>
<b>Sicherheit</b> -Ohne scharfe Kanten -Nicht umweltverschmutzende Materialien -Kompakt -feste Verankerungen, ohne Spiel <b>Effizienz</b> -Minimaler Verschleiss <b>Wartung</b> - Keine Oxidation - Waschbar - Witterungsbeständig - Einfacher Einbau montage - Austauschbarkeit <b>Handhabung</b> - Leicht	<b>Stabilität</b> - Haltbare Befestigung - Gleichgewicht - Robustheit - Ohne Spiel <b>Sicherheit</b> - Haltbare Befestigung der Verankerungen - Ohne scharfe Kanten - Überbelastungsbeständigkeit <b>Handhabung</b> - Einfacher Einbau - Leicht <b>Wartung</b> - Korrosions- und Oxidationsbeständigkeit - Waschbar - Einfacher Zugang - Austauschbarkeit der Bestandteile (Lager)	<b>Stabilität</b> - Robuste Verbindungsstellen (Gelenkköpfe) - Allgemein robust - Ohne Spiel <b>Sicherheit</b> - Haltbare Befestigung der Verankerungen - Ohne scharfe Kanten - Überbelastungsbeständigkeit <b>Handhabung</b> - Einfacher Einbau - Kompakt, so leicht wie möglich - Leicht <b>Wartung</b> -Korrosions- und Oxidationsbeständigkeit - Waschbar - Einfacher Zugang - Austauschbarkeit der Bestandteile (Gelenkköpfe)

Um die funktionellen Anforderungen klarzustellen und eine optimale Lösung zu erzielen, kann man die Matrixalgebra auf den Produktionsprozess anwenden.

- **Informationsaxiom:** Es ist wichtig, dass die Information über das Design so gering und kurz wie möglich ist. Daher wird versucht, die funktionellen Anforderungen auf ein Minimum zu begrenzen und sie soweit wie möglich zu standardisieren.
- **Unabhängigkeitsaxiom:** Mit dem Ziel, dass keine Funktionen dem entgegenstehen, erscheint es angemessen, die Matrizen der funktionellen Anforderungen und der Designvariablen zu trennen.

Im Folgenden sind Matrizen dargestellt, die die wichtigsten funktionellen Anforderungen mit Designparametern zusammenbringen. Die Linealisierung dieser Matrizen bedeutet, dass jede funktionelle Anforderung mit einem einzigen Designparameter einhergeht. In den meisten Fällen ist es unmöglich, diese Unabhängigkeit zu erreichen.

### DÄMPFER

	Ohne scharfe Kanten	Haltbare Befestigung ohne Spiel	Minimaler Verschleiss	Einfacher Einbau	Austauschbarkeit	Wetterbeständigkeit	Leichtigkeit
Sicherheit	X	X				X	
Effizienz			X				
Wartung			X	X	X	X	
Handhabung				X			X

### UMLENKHEBEL

	Haltbare Befestigung	Robusto	Ohne scharfe Kanten	Überlastungsbeständigkeit	Einfacher Einbau	Leicht	Korrosions-/Oxidationsbeständigkeit	Austauschbarkeit
Stabilität	X	X						
Sicherheit	X	X	X	X			X	
Handhabung					X	X		
Wartung				X	X		X	X



## PUSH/PULL ROD

	Robuste Verbindungsstellen	Kein Spiel	Ohne scharfe Kanten	Haltbare Befestigung an Verankerungen	Leicht	Korrosions-/Oxidationsbeständigkeit	Einfacher Einbau	Austauschbarkeit der Bestandteile	Überlastungsbeständigkeit
Stabilität	X	X		X					
Sicherheit	X	X	X	X		X			X
Handhabung					X		X		
Wartung						X	X	X	X

### III – Linearisierung und Festlegung der Prioritäten der funktionellen Anforderungen

Nach der Gruppierung der Anforderungen ist nun einer jeden eine Priorität zuzuweisen. Wir werden einem jeden Paar der Hauptentwurfsidee einer jeden Gruppe von funktionellen Anforderungen einen Wert zuweisen.

Um die Präferenzen festzulegen, verwenden wir den Analytic Hierarchy Process (AHP), der mittels der Algebra erlaubt, relativ objektive Präferenzen festzulegen.

Die Zuweisung der numerischen Werte erfolgt mittels der folgenden SAATY-Tabelle:

Hypothese i wichtiger als j		Hypothese i weniger wichtig als j	
Skala	Verbale Skala	Skala	Verbale Skala
1	Gleiche Wichtigkeit	1	Gleiche Wichtigkeit
2	Mittlere Präferenz 1-3	1/2	Mittlere Präferenz zwischen 1-1/1.3
3	Geringfügig wichtiger	1/3	Geringfügig wichtiger
4	Mittlere Präferenz 1.3-1.5	1/4	Mittlere Präferenz zwischen 1/1.3-1/1.5
5	Wichtiger	1/5	Wichtiger
6	Mittlere Präferenz zwischen 1.5-1.7	1/6	Mittlere Präferenz zwischen 1/1.5-1/1.7
7	Viel wichtiger	1/7	Viel wichtiger
8	Mittlere Präferenz zwischen 1.7-1.9	1/8	Mittlere Präferenz zwischen 1/1.7-1/1.9
9	Sehr viel wichtiger	1/9	Sehr viel wichtiger

## DÄMPFER

	Stabilität	Sicherheit	Handhabung	Wartung
Stabilität	1	2	0,333	2
Sicherheit	0,5	1	0,333	2
Handhabung	3	3	1	5
Wartung	0,5	0,5	0,2	1

Wir gehen davon aus, dass ein fertiger Dämpfer gekauft wird, und dass der Hersteller beim Produktionsprozess die Sicherheit berücksichtigt hat. Daher ist die der Sicherheit zugewiesene Gewichtung niedriger als sie es wäre, wenn wir den Dämpfer selbst herstellen müssten.

## UMLENKHEBEL

	Stabilität	Sicherheit	Handhabung	Wartung
Stabilität	1	0,25	1	5
Sicherheit	5	1	3	5
Handhabung	1	0,333	1	5
Wartung	0,2	0,2	0,2	1

## PUSH/PULL ROD

	Stabilität	Sicherheit	Handhabung	Wartung
Stabilität	1	1/9	1	9
Sicherheit	9	1	2	9
Handhabung	1	0,5	1	9
Wartung	1/9	1/9	1/9	1

## BERECHNUNG DER WERTE UND EIGENVEKTOREN

Der Eigenvektor wird mit dem höchsten Eigenwert einer jeden Entscheidungsmatrix assoziiert und stellt das Ranking bzw. die Prioritätsrangfolge dar. Darüber hinaus ist der Eigenwert ein Maß der Beurteilungskonsistenz, d.h. er beweist die korrekte Zuweisung der Präferenzen.

Aufgrund fehlender Information ist unsere Hypothese nicht absolut konsistent; daher gibt es eine geringfügige Fehler- bzw. Inkonsistenzmarge.

$$\text{Konsistenzrelation} = \frac{\text{Konsistenzindex}}{\text{Zufallsindex}} \leq 0.1$$

C.R.= Konsistenzrelation

C.I. = Konsistenzindex

R.I. = Zufallsindex

Es empfiehlt sich, dass die Konsistenzrelation den Wert von 0,1 nicht überschreiten sollte, um eine Gewichtung als gut zu beurteilen. Im gegenteiligen Fall ist die Zuweisung von Werten inkonsistent, und es wird erforderlich, die der Entscheidungsmatrix zugewiesenen Präferenzen neu zu bewerten.

$$\text{Konsistenzindex} = \frac{\lambda_{\text{máx.}} - n}{n - 1}$$

Der Zufallsindex R.I hängt von der verwendeten Matrizgröße ab:

Matrixgröße n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Zufallsindex	0	0	0,58	0,9	1,12	1,24	1,32	1,41	1,45	1,49

## DÄMPFER

$$\lambda_1 = 4,0643 + 0.0000i$$

$$\lambda_2 = -0,0243 + 0,5119i$$

$$\lambda_3 = -0,0243 - 0,5119i$$

$$\lambda_4 = -0,0157 + 0,0000i$$

Größtes Modul:

$$\lambda_1 = 4,0643$$

mit dem assoziierten Eigenvektor:

$$w = \begin{pmatrix} 0,3696 \\ 0,2601 \\ 0,8776 \\ 0,16 \end{pmatrix}$$

ANFORDERUNG	WERT
STABILITÄT	0.3696
SICHERHEIT	0.2601
HANDHABUNG	0.8776
WARTUNG	0.16

$$CR = \frac{CI}{RI} = \frac{\lambda_{\max} - n}{(n-1) \cdot RI} = \frac{4,0643 - 4}{3 \cdot 0.90} = 0.024$$

## UMLENKHEBEL

$$\lambda_1 = 4,3011 + 0.0000i$$

$$\lambda_2 = -0,1506 + 1,0117i$$

$$\lambda_3 = -0,1506 - 1,0117i$$

$$\lambda_4 = -0,0000 + 0,0000i$$

Größtes Modul:

$$\lambda_1 = 4,3011$$

mit dem assoziierten Eigenvektor:

$$w = \begin{pmatrix} 0,3042 \\ 0,8920 \\ 0,3214 \\ 0,0919 \end{pmatrix}$$

ANFORDERUNG	WERT
STABILITÄT	0.3042
SICHERHEIT	0.8920
HANDHABUNG	0.3214
WARTUNG	0.0919

$$CR = \frac{CI}{RI} = \frac{\lambda_{\max} - n}{(n-1) \cdot RI} = \frac{4,3011 - 4}{3 \cdot 0.90} = 0.111$$

Übersteigt leicht 10%, aber wir erkennen diesen Wert als gültig an.

### **PUSH/PULL ROD**

$$\lambda_1 = 4,5084 + 0.0000i$$

$$\lambda_2 = -0,2506 + 1,4925i$$

$$\lambda_3 = -0,2506 - 1,4925i$$

$$\lambda_4 = -0,0000 + 0,0000i$$

Größtes Modul:

$$\lambda_1 = 4,5084$$

mit dem assoziierten Eigenvektor:

$$w = \begin{pmatrix} 0,2396 \\ 0,9159 \\ 0,3186 \\ 0,0467 \end{pmatrix}$$

ANFORDERUNG	PESO
STABILITÄT	0.3042
SICHERHEIT	0.8920
HANDHABUNG	0.3214
WARTUNG	0.0919

$$CR = \frac{CI}{RI} = \frac{\lambda_{\max} - n}{(n-1) \cdot RI} = \frac{4,5084 - 4}{3 \cdot 0.90} = 0.188$$

Übersteigt leicht 10%, aber wir erkennen diesen Wert als gültig an.

## **3.2 – Konzeptentwurf**

Als erste Annäherung an den Produktentwurf werden verschiedene Designlösungen für den vorderen und hinteren Mechanismus vorgeschlagen, um dessen Entwicklung es geht. Auf folgenden Seiten sind die vorgebrachten Ideen mit ihren Vor- und Nachteilen dargestellt. Da die Entscheidung bereits gefällt ist, werden ebenfalls die Gründe der Wahl bzw. der Ablehnung dieser Vorschläge angeführt.

## - VORDERTEIL

### Entwurf 1

Dies ist der erste Entwurfsvorschlag. Er besteht aus einem Pull Rod-System, das zwei Vorteile hat, nämlich erstens, dass der Schwerpunkt so tief wie möglich liegt, da sich der Dämpfer in Liegeposition befindet, und zweitens, dass ein einfacher Zugang zu den verschiedenen Komponenten möglich ist. Der Umlenkhebel besteht aus einem einzigen Teil. Der größte Nachteil liegt darin, dass sich die Verankerung nicht in einem Rahmenknoten befindet, was zu Problemen wie beim RS13c führen kann.

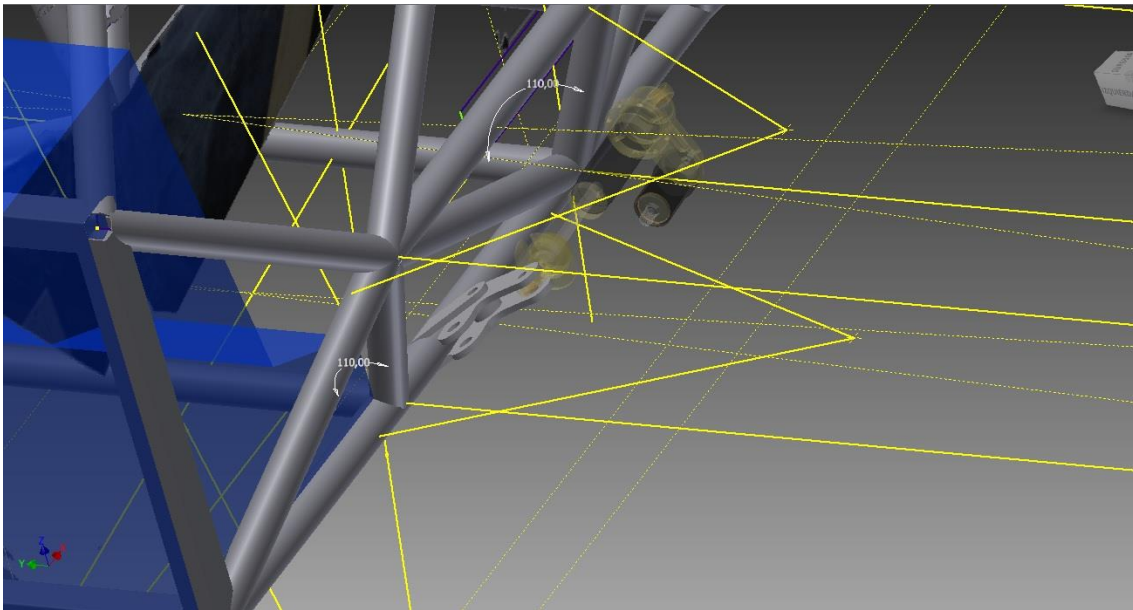


Abb.16 – Ansicht Entwurf 1 – Vorderachse

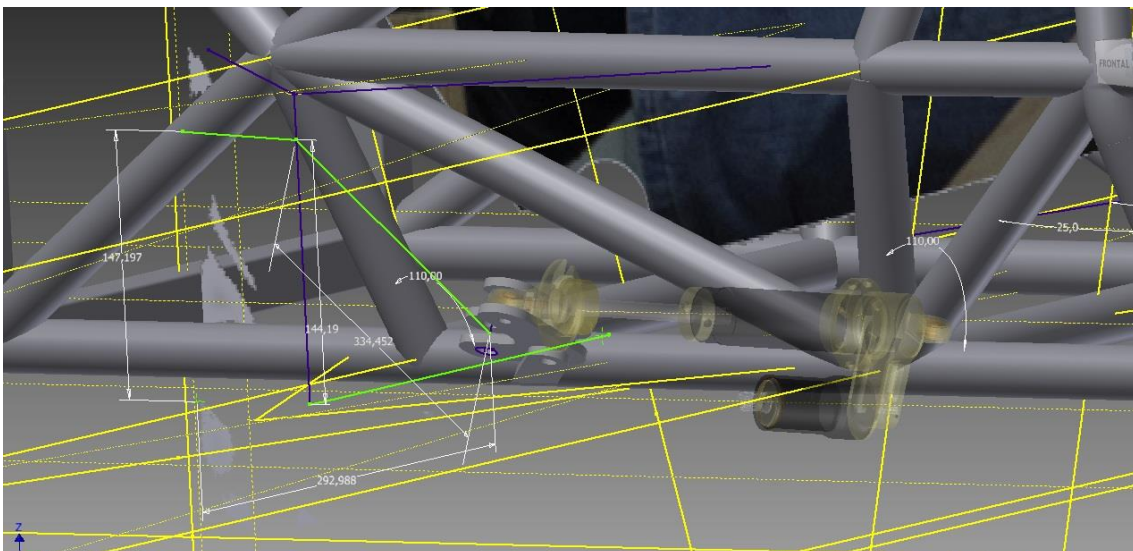


Abb.17 – Ansicht Entwurf 1- Vorderachse

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwerpunkt so tief wie möglich.</li> <li>- Geringe Anzahl an Teilen.</li> <li>- Einfacher Zugang zu den Komponenten.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Komplizierte Maschinenbearbeitung des Umlenkhebels.</li> <li>- Eventuelle Kollision mit künftigen Teilen der Lenkung (Spurstange).</li> <li>- Eventuelle Probleme mit der Verankerung aufgrund der Kräfte.</li> <li>- Eingeschränkte Bewegung des Umlenkhebels durch den Rahmen.</li> </ul>

## Entwurf 2

Dieser Entwurf ist eine Variante des obigen. Der Umlenkhebel muss sich auf derselben Ebene wie der Pull Rod und der Verbindung mit dem Dreieck (Querlenker) befinden – daher gibt es diese Neigung.

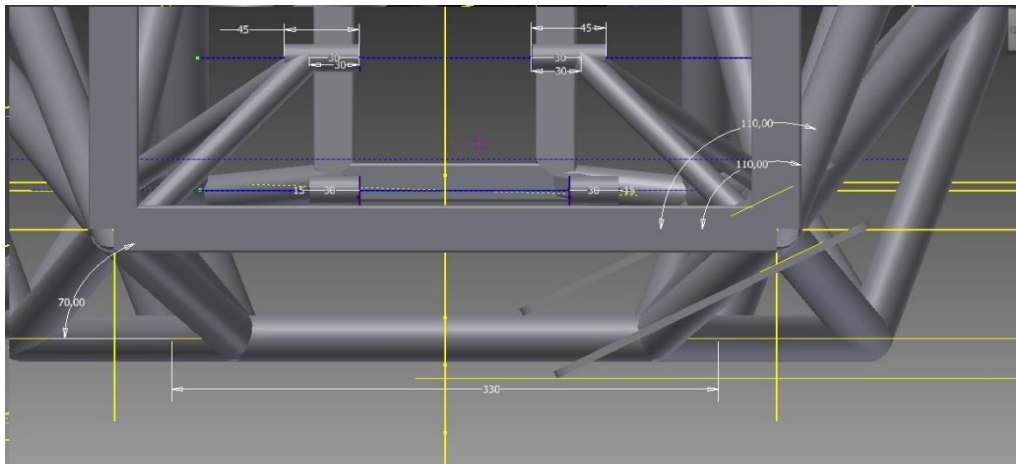


Abb.18 –Ansicht Entwurf- Vorderachse

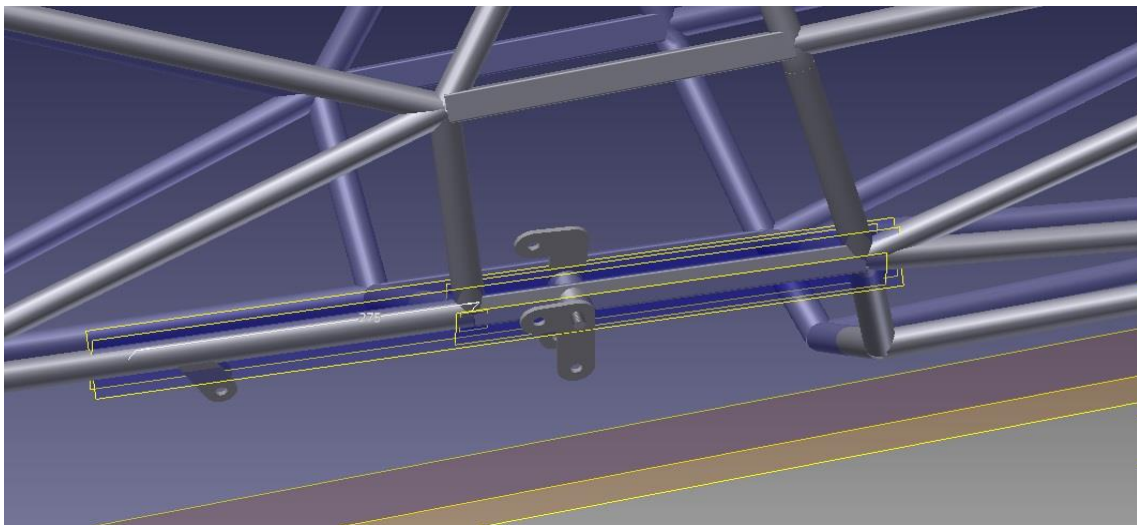


Abb.19 – Ansicht Entwurf 2 Vorderachse



<u>Vorteile</u>	<u>Nachteile</u>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwerpunkt noch tiefer.</li> <li>- Eventuelle Kollision mit Teilen der Lenkung ist gelöst.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Zweiteiliger Umlenkhebel → Kein Lager.</li> <li>- Umlenkhebel zu groß → hohe Momente → Wenig Sicherheit.</li> <li>- Schlechterer Zugang zu den Komponenten.</li> <li>- Eventuelle Probleme mit der Verankerung aufgrund der Kräfte.</li> <li>- Eingeschränkte Bewegung des Umlenkhebels durch den Rahmen.</li> </ul>

### Entwurf 3

Bei diesem Entwurf (ebenfalls Pull Rod) ändert sich die Lage des Dämpfers. Der größte Nachteil liegt darin, dass die Dämpfer den Fahrer stören könnten.

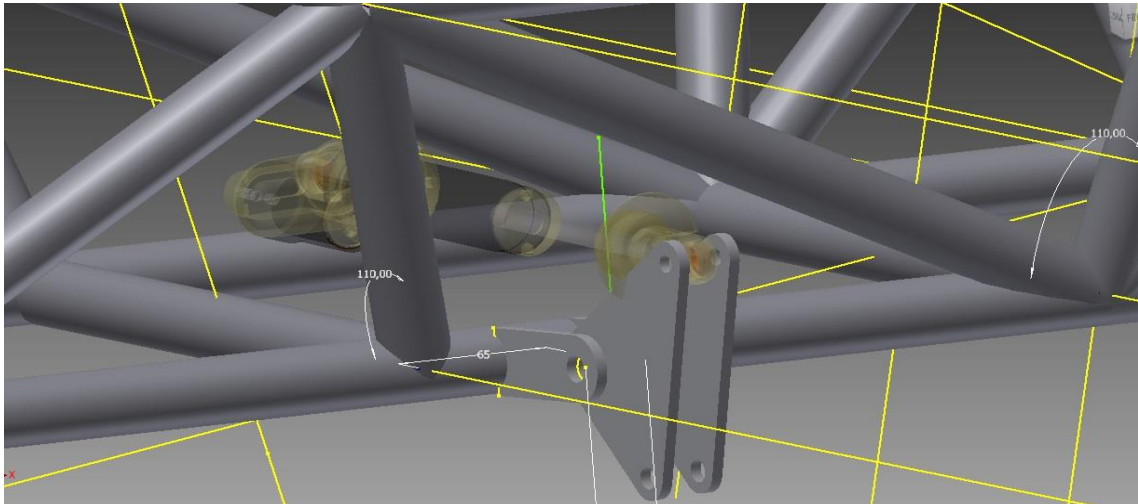


Abb.20 –Ansicht Entwurf 3 - Vorderachse

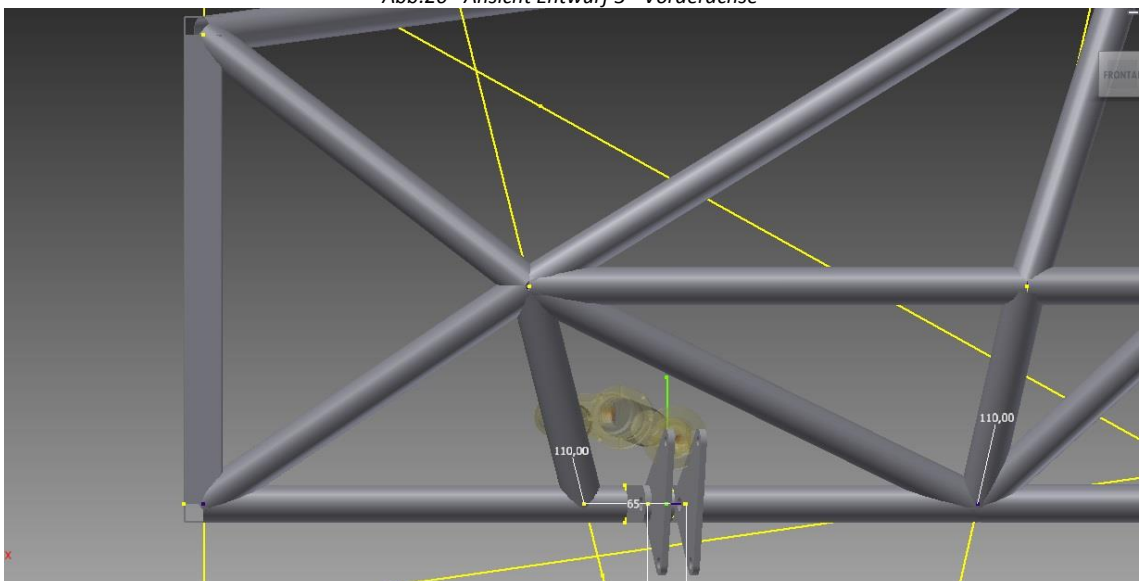


Abb.21 – Ansicht Entwurf 3- Vorderachse



<u>Vorteile</u>	<u>Nachteile</u>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwerpunkt so tief wie möglich.</li> <li>- Eventuelle Kollision mit Teilen der Lenkung ist gelöst.</li> <li>- Vollständige Bewegung des Umlenkhebels.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Komplizierte Maschinenbearbeitung des Umlenkhebels.</li> <li>- Schlechterer Zugang zu den Komponenten.</li> <li>- Eventuelle Probleme mit der Verankerung aufgrund der Kräfte.</li> <li>- Unbequem für den Fahrer.</li> </ul>

#### Entwurf 4 (Ausgewählt)

Dies ist der letztlich gewählte Entwurf. Wie man sieht, handelt es sich um eine Weiterentwicklung des ersten. Der Dämpfer ist nach vorne gerichtet, um eine Kollision mit der Lenkung zu vermeiden, und die Entscheidung fiel für den besten Entwurf des Umlenkhebels, wobei einer einfachen Herstellung der Vorrang gegeben wurde.

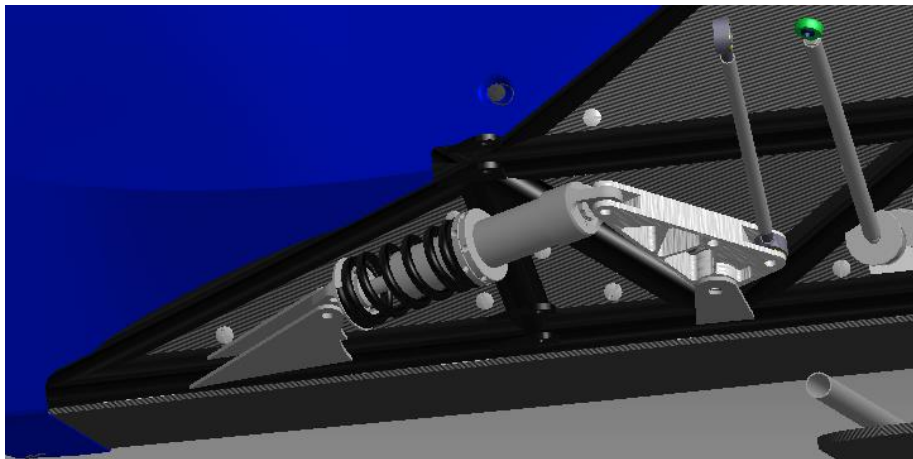


Abb.22 – Ansicht Entwurf 4- Vorderachse

<u>Vorteile</u>	<u>Nachteile</u>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwerpunkt so tief wie möglich.</li> <li>- Eventuelle Kollision mit Teilen der Lenkung ist gelöst.</li> <li>- Vollständige Bewegung des Umlenkhebels.</li> <li>- Einfacher Zugang zu den Komponenten.</li> <li>- Einteiliger Umlenkhebel, einfache Maschinenbearbeitung und mit Lager.</li> <li>- Wenig Teile.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Eventuelle Probleme mit der Verankerung aufgrund der Kräfte.</li> <li>- Dämpfer im Luftfluss → schlechtere Aerodynamik.</li> </ul>

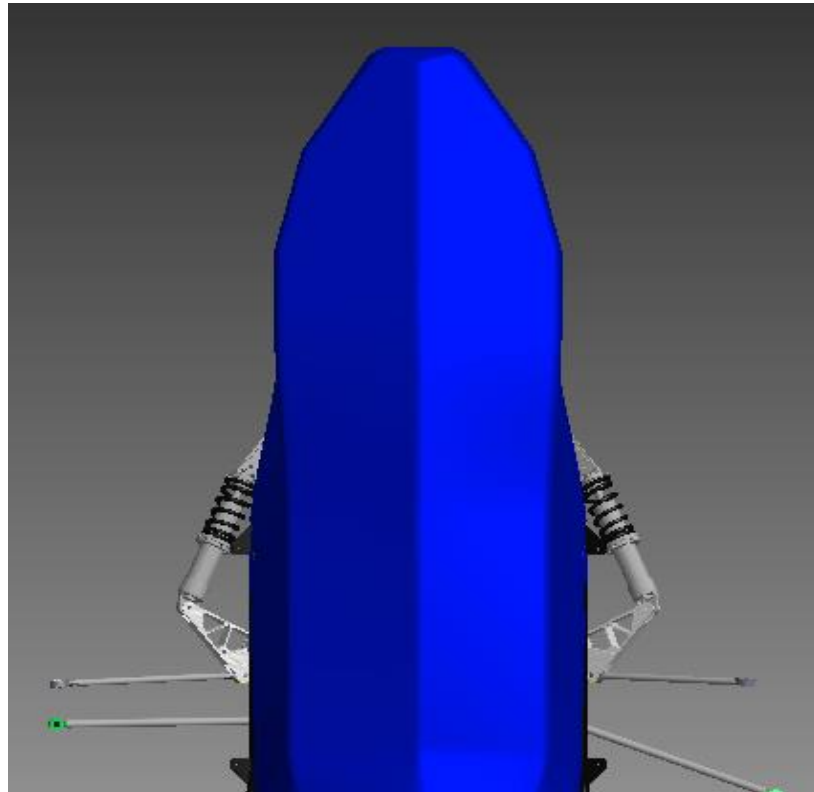


Abb.23 –Grundrisszeichnung Entwurf 4 - Vorderachse

## - HINTERTEIL

### Entwurf 1

---

Die erste Idee bestand aus einem Push Rod-System für das Hinterteil, so wie aus folgender Skizze hervorgeht. Das Problem bestand darin, dass sich in diesem mittleren Bereich der Motor und die Airbox befinden. Darüber hinaus gibt es keine starken Stellen im Rahmen, um die Dämpfer zu verankern

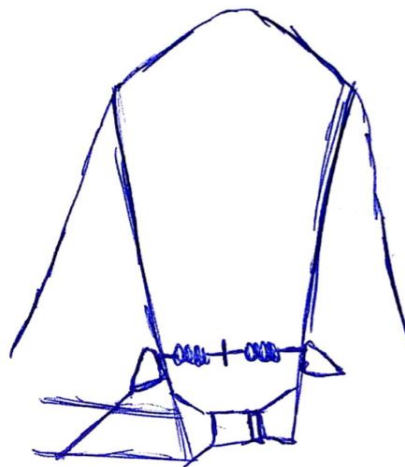


Abb.24 – Skizze Entwurf 1 – Hinterachse

<u>Vorteile</u>	<u>Nachteile</u>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Es gibt mehr Platz unten als oben am Radträger.</li> <li>- Einfachheit.</li> <li>- Vollständige Bewegung des Umlenkhebels.</li> <li>- Einfacher Zugang zu den Komponenten.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Probleme mit der Verankerung.</li> <li>- Motortemperatur.</li> <li>- Schwerpunkt höher.</li> </ul>

### Entwurf 2 (Ausgewählt)

Letztendlich wurde wieder ein Pull Rod-System ausgewählt, um den Schwerpunkt tiefer zu legen.

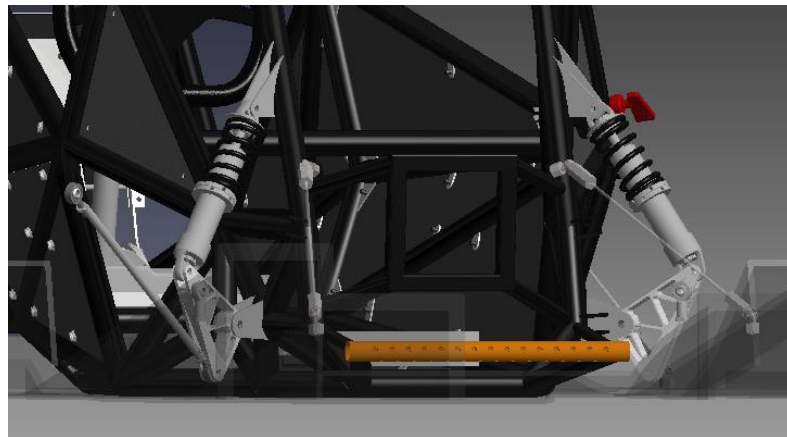


Abb.25 – Ansicht Entwurf 2 - Hinterachse

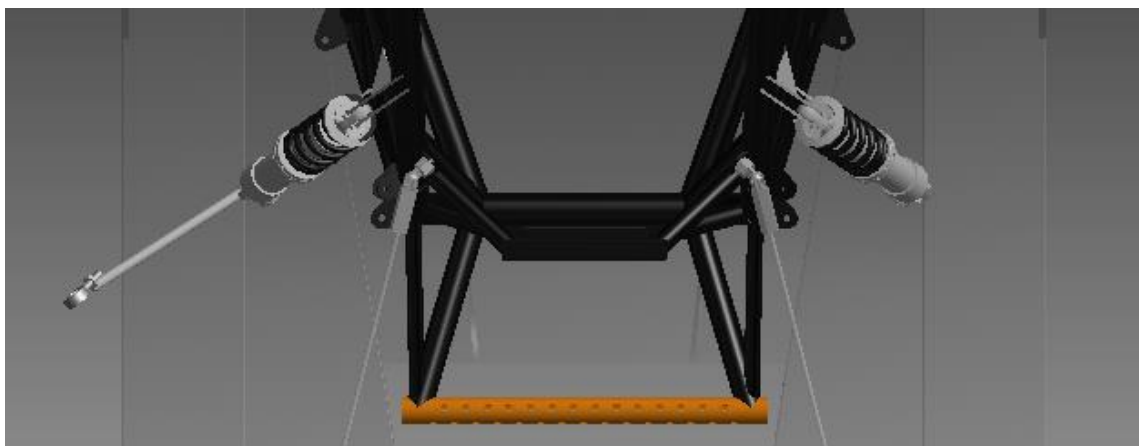


Abb.26 – Ansicht Entwurf 2 – Hinterachse

<b><u>Vorteile</u></b>	<b><u>Nachteile</u></b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwerpunkt tiefer.</li> <li>- Verankerungen machbar.</li> <li>- Einfacher Zugang zu den Komponenten.</li> <li>- Einteiliger Umlenkhebel, einfache Maschinenbearbeitung und mit Lager.</li> <li>- Wenig Teile.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Vertikaler Dämpfer</li> <li>- Dämpfer im Luftfluss → schlechtere Aerodynamik.</li> </ul>

### **3.3-Detaillierter Konzeptentwurf – Auswahl von Systemen und Komponenten**

Anschließend an die Analyse aller funktioneller Anforderungen werden die ersten Alternativen zur bestmöglichen Annäherung an die aufgeführten Ziele angeführt.

#### **Mögliche Dämpfer:**

##### **Option Nr. 1: Öhlins TTX36 Dämpfer**

- Kompakter.
- Höheres Gewicht.
- Wenig angemessene Verankerungen.

##### **Option Nr. 2: Sachs ZF FS Dämpfer**

- Geringeres Gewicht.
- Speziell für Formula Student entworfenes System.
- Angemessenere Verankerungen.

#### **Möglicher Entwurf für den Umlenkhebel:**

##### **Option Nr.1: Einteilig, mit Lageranpssung.**

- Kompakter und robuster.
- Einfache Herstellung.
- Im Fall eines Defekts muss der ganze Umlenkhebel ausgetauscht werden.

##### **Option Nr. 2: Mehrere Teile.**

- Möglichkeit, einzelne Teile auszutauschen.

- Kompliziertere Herstellung.
- Möglicherweise Spiel zwischen den Teilen.

### **Mögliche Pull Rod-Entwürfe:**

#### **Option Nr. 1: Material: Stahl.**

- Höheres Gewicht.
- Einfache Herstellung.
- Preisgünstiger.
- Höheres Gewicht.

#### **Option Nr. 2: Kohlenstoffmaterial.**

- Leichter.
- Kompliziertere Herstellung.
- Eventueller Spannungsbruch.
- Gelenkköpfe sind geklebt → geringere Sicherheit/Stabilität der Verankerungen.

### **Auswahl des optimalen Entwurfs**

Da nun verschiedene Optionen für jede Komponente bzw. für jedes System vorliegen, werden sämtliche mögliche Kombinationen dargestellt. Es geht also darum, alle zu analysierenden Modelle zu betrachten. Dadurch läßt sich das Verhalten der verschiedenen Optionen beim Endprodukt analysieren.

#### **Mögliche Kombinationen:**

<b>Sachs ZF Dämpfer</b>		<b>Öhlins Dämpfer</b>	
Einteiliger Umlenkhebel + PR. Stahl	Einteiliger Umlenkhebel + PR. Kohlenstoff	Einteiliger Umlenkhebel + PR. Stahl	Einteiliger Umlenkhebel + PR. Stahl
Mehrteiliger Umlenkhebel+ PR. Stahl	Mehrteiliger Umlenkhebel+ PR. Kohlenstoff	Mehrteiliger Umlenkhebel+ PR. Stahl	Mehrteiliger Umlenkhebel+ PR. Kohlenstoff

Es existieren acht verschiedene Entwurfsoptionen. Zur Auswahl des besten Entwurfs wird die DATUM- Methode angewandt, damit der daraus entstehende Entwurf derjenige ist, der sich am besten an die Entwurfsanforderungen anpasst.

Für die erste Iteration mit der DATUM-Methode wählen wir als Ausgangsmodell das a priori am geeignetste, d.h. das System mit einteiligem Umlenkhebel und Pull Rod aus Stahl.

Funktionelle Anforderungen	Sachs ZF Dämpfer				Öhlins Dämpfer			
	MU+KPR	MU+SPR	EU+KPR	EU+SPR	MU+KPR	MU+SPR	EU+KPR	EU+SPR
Klimabeständigkeit	+	=	+	D A T U M	+	=	+	=
Stabilität	-	-	=		-	-	=	=
Exaktheit	=	=	=		=	=	=	=
Feste Verankerungen	-	=	-		-	=	-	=
Zuverlässigkeit	-	=	-		-	=	-	=
Wartung	=	=	-		=	-	=	=
Einbau	=	+	=		=	-	=	=
Geringes Gewicht	+	-	+		+	=	+	=
Gebrauchstauglichkeit	=	=	=		-	-	-	-
Wirtschaftlicher Faktor	-	=	-		-	+	-	+
<b>GESAMT</b>	<b>-2</b>	<b>-1</b>	<b>-1</b>		<b>-3</b>	<b>-3</b>	<b>-2</b>	<b>0</b>

**EU**=Einteiliger Umlenkhebel; **MU**=Mehrteiliger Umlenkhebel;

**SPR**=Stahl PR; **KPR**=Kohlenstoff PR.

Nach Anwendung der DATUM-Methode wird erkennlich, dass es nur eine einzige Option gibt, die der als Modell gewählte DATUM-Kombination gleichkommt. Da der SACHS ZF-Dämpfer speziell für die Formula Student entwickelt wurde, treffen wir diese Auswahl. Wie im Folgenden beschrieben, erfüllt die Kennlinie eher die Anforderungen unseres Fahrzeugs.

## 4 Berechnung der Kräfte

Nach der Auswahl des optimalen Entwurfs werden die Kräfte berechnet, die auf die Elemente der Aufhängung einwirken. Dazu verwenden wir zwei Methoden: Statische Matrixanalyse, welche mit einer FEM-Analyse mit dem ANSYS-Programm überprüft wird.

### 4.1 – Matrixanalyse

Zur Berechnung der Kräfte, die auf die Aufhängungselemente einwirken, wurde ein Gleichungssystem entwickelt, um ein Gleichgewicht der Kräfte und Momente mit Bezug auf den Ursprung der Koordinaten herzustellen, wobei die Kräfte, die auf den Berührungspunkt zwischen dem Reifen und dem Asphalt einwirken, berücksichtigt werden.

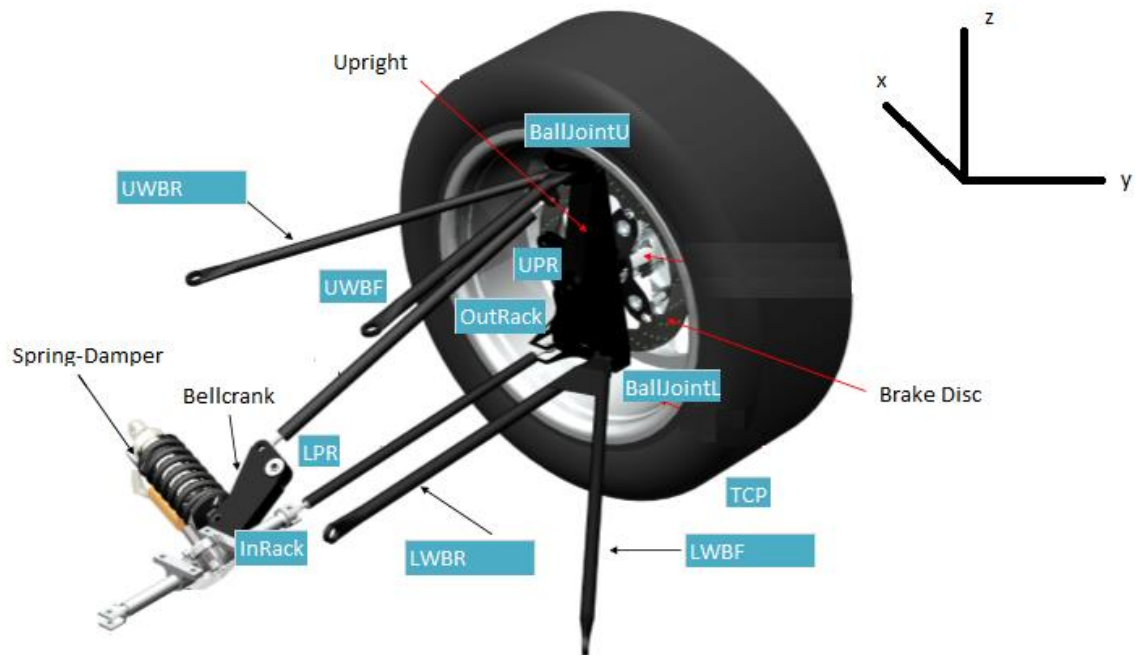


Abb.27 – Schema der Aufhängungskomponenten

LWBF	Lower Wishbone Front	UPR	Upper Pull Rod
LWBR	Lower Wishbone Rear	LPR	Lower Pull Rod
BallJointL	Ball Joint Low	OutRack	Outer Steering Rack
UWBF	Upper Wishbone Front	InRack	Inner Steering Rack
UWBR	Lower Wishbone Rear	TCP	Tire Contact Patch
BallJointU	Ball Joint Upper		

Aus der dynamischen Radträger-Analyse geht hervor, dass die Kräfte am Berührungspunkt des Reifens mit dem Asphalt im Extremfall (Kurve+Bremsung) wie folgt sind:

$$F_{TCP} = \begin{pmatrix} 1500 \text{ N} \\ 2500 \text{ N} \\ 4300 \text{ N} \end{pmatrix}_{xyz}$$

Um das Gleichungssystem zu lösen, wird folgendes Matrixsystem erstellt:

$$A_{6 \times 6} \cdot X_{6 \times 1} = B_{6 \times 1}$$

Matrix A ist folgendermaßen aufgebaut:

-Die ersten 3 Zeilen sind die Einheitskomponenten XYZ eines jeden Teils der Aufhängung, die mit den Einheitskomponenten XYZ der Einheitskräfte übereinstimmen, die auf ein jedes Teil einwirken.

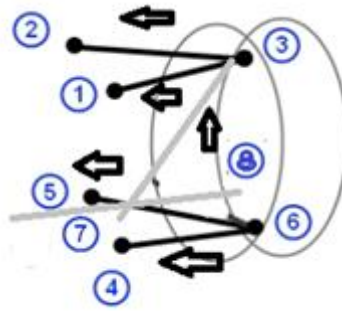


Abb.28 – Numerierung der Teile.

	Points	x	y	z
LWBF	1	303,133	-193,355	131,06
LWBR	2	588,533	-193,619	131,081
BallJointL	3	481,732	-577,783	165,587
UWBF	4	277,42	-234,67	242,528
UWBR	5	615,439	-233,788	242,342
BallJointU	6	490,937	-556,167	314,514
UPR	7	490,893	-515,177	279,742
LPR	8	490,636	-283,203	83,734
OutRack	9	535	-570,4	215,955
InRack	10	550,513	-180,835	165,543
TCP	11	484,015	-598,582	0

	x	y	z	modules
3to1	-178,60	384,43	-34,53	425,29
3to2	106,80	384,16	-34,51	400,22
6to4	-213,52	321,50	-71,99	392,60
6to5	124,50	322,38	-72,17	353,04
7to8	-0,26	231,97	-196,01	303,70
9to10	15,51	389,57	-50,41	393,12

Unit Vectors	x	y	z
3to1	-0,41994	0,90391	-0,08118
3to2	0,26685	0,95987	-0,08622
6to4	-0,54386	0,81890	-0,18336
6to5	0,35266	0,91315	-0,20443
7to8	-0,00085	0,76384	-0,64541
9to10	0,03946	0,99096	-0,12824

- Die letzten 3 Reihen sind Einheitsmomente (Kreuzprodukt  $\mathbf{r} \times \mathbf{F}_{\text{Einheitsvektor}}$  = Drehmoment) mit Hinblick auf den Ursprung der Koordinaten.



Die Matrix B ist folgendermaßen aufgebaut:

- Die ersten 3 Zeilen sind die Komponenten XYZ der Kräfte  $F_{TCP}$ .
- Die letzten 3 Zeilen sind die Komponenten XYZ des Kraftmoments  $F_{TCP}$  mit Bezug auf den Ursprung.

	FLAArm	RLAArm	FUAArm	RUAArm	Rack	Pullrod	
MAT.A	-0,41994	0,26685	-0,54386	0,35266	0,03946	-0,00085	Unit vectors of links 'Fu'
	0,90391	0,95987	0,81890	0,91315	0,99096	0,76384	
	-0,08118	-0,08622	-0,18336	-0,20443	-0,12824	-0,64541	
	-102,76941	-109,12790	-155,57731	-173,50129	-140,85669	118,82266	Cross product (rxFu)
	-30,42819	85,72079	-81,03362	211,27739	77,12803	316,59003	
	192,80754	616,58474	99,55180	644,43464	552,67142	374,52613	

MAT.B	1500	Forces at TCP
	2500	
	4300	
	-2573902,6	Cross product (rxFtcp)
	-2081264,5	
	2107910,5	

$$AX=B$$

Durch Lösung des Matrixsystems mittels Matlab gelangen wir zu folgenden Ergebnissen:

```
>> X=A\B

X =

    1.0e+03 *
   -2.8423
    6.5879
    4.1026
    2.1457
    0.3863
   -9.1069
```

Abb.29 – Matrix X-Lösung.

Wie ersichtlich wird, ist die Pull Rod-Kraft diejenige, die in diesem Fall für uns von Interesse ist, und der letzten Komponente der Matrix X, -9106,9 N entspricht. Das Minuszeichen besagt, dass es sich um das Gegenteil handelt, d.h. um Zug und nicht um Kompression. Mit dieser Kraft können wir den Pull Rod und den Umlenkhebel auslegen.

## 4.2– Überprüfung mittels FEM

Zur Überprüfung, ob die erzielten Ergebnisse im Matrixsystem korrekt sind, wurde die Rahmen- und Aufhängungsgeometrie in das ANSYS-Simulationsprogramm eingegeben. Die Ergebnisse zeigen uns, dass die Kräfte am Pull Rod sind in der Nähe von 9500 N.

## 5 – Detailliertes Design der verschiedenen Teile

In diesem Kapitel werden eine Reihe von Entscheidungen erläutert, die das Verhalten des Fahrzeugs direkt beeinflussen. Darüber hinaus erläutern wir die Gründe für diese Entscheidungen. Ganz konkret handelt es sich um das Design des Umlenkhebels, die Wahl des Dämpfers ZF und die Platzierung der Stabsatorstangen, wobei die Abmessungen, die das Team aufgrund des Designs des RS13c als festgelegt angesehen hat, Berücksichtigung finden.

Im Folgenden werden mehrere Tabellen mit den Abmessungen aufgeführt, die als Ausgangspunkt für den RS14c gedient haben:

Radstand "L"	1,625	m
Spur Vorne "tr"	1,177	m
Spur Hinten "tr"	1,083	m
Gesamtes Gewicht (inkl. Fahrer) "W"	270	Kg
Gewichtsverteilung (% Vorne)	45	%
Querschleunigung "Ay"	1,6	G
Gesamtes Auto Schwerpunktshöhe "hcg"	0,290	m

Das verantwortliche Team für den Geometrieentwurf der Querlenker hat festgelegt, dass das Rollzentrum und das Nickzentrum wie folgt sind:

Rollzentrumshöhe Vorne "ZRF"	0,035	m
Rollzentrumshöhe Hinten "ZRR"	0,034	m
Nickzentrum-Vordere Achse Abstand "PCx"	x 1,406	m
Nickzentrum-Boden Abstand "PCz"	z 0,078	m

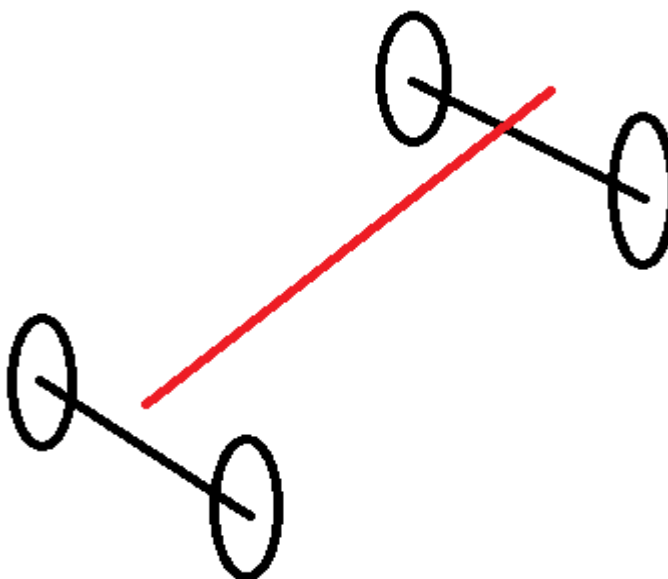


Abb.30 – Rollachse.

Vom Reifenhersteller Hoosier haben wir folgende Daten für unser Modell:

Radius vorderes Rads " $R_{LF}$ "	0,229	m
Radius hinteres Rads " $R_{LR}$ "	0,229	m
Federkonstante " $K_{Tf}$ " des vorderes Rads	112000	N/m
Federkonstante " $K_{Tr}$ " des hinteren Rads	112000	N/m

Ebenfalls wurden die Werte für die vordere und hintere ungefederte Masse (Felgen, Reifen, Radträger, Bremsen, und die Hälfte der Verbindungskomponenten wie Querlenker und Antriebswellen) berücksichtigt:

Vordere ungefederte Masse (pro Viertel) " $W_{UF}$ "	10	Kg
Hintere ungefederte Masse (pro Viertel) " $W_{UR}$ "	12,5	Kg

Bevor wir weiter auf dieses Thema eingehen, sollten mehrere Aspekte erklärt werden, die direkt auf das Verhalten und die Dynamik eines Fahrzeugs einwirken.

## 5.1 -Bodenhaftung

Ein Rennwagen muss fähig sein zu beschleunigen, zu bremsen, schnell die Richtung zu ändern und bei Höchstgeschwindigkeit umzulenken. Die Fähigkeit dazu liegt in der Bodenhaftung. Um zu verstehen, was die Bodenhaftung ist, bieten wir folgendes Beispiel. Wenn man Druck auf ein Radiergummi ausübt, das sich auf einer rauhen Oberfläche befindet, stellt man fest, dass es einen gewissen Bewegungswiderstand gibt. Wenn man dieses Gummi auf eine geschliffene Oberfläche positioniert, wird erkenntlich, dass der Widerstand geringer ist, obwohl der Druck gleich bleibt. Wenn wir jetzt allerdings mehr Druck aufbringen, wird ersichtlich, dass der Gleitwiderstand zunimmt.

Daraus lassen sich zwei Schlussfolgerungen ziehen: Die Beschaffenheit der Auflageoberfläche beeinflusst den Gleitwiderstand bzw. die Haftung, und bei steigendem vertikalem Druck steigt die Haftung ebenfalls. Nehmen wir aber jetzt ein härteres Gummi, stellt man fest, dass bei gleichem Szenario, wie oben ausgeführt, die Haftung abnimmt. Folglich ergibt sich eine weitere Schlussfolgerung, die besagt, dass die Materialbeschaffenheit ebenfalls einen Einfluss auf die Haftung ausübt.

Wenn man dies auf das Fahrzeug überträgt, stellt man fest, dass die unterschiedlichen Bodenrauheiten die Haftung beeinflussen. Ausserdem wird die Haftung bis zu einem gewissen Grad von dem vertikalen Gewicht auf einem der Reifen beeinflusst. Und drittens übt die Härte des Reifens ebenfalls einen Einfluss auf die Haftung des Fahrzeugs auf dem Asphalt aus.

### -Reibungskoeffizient $R_k$

Ein mit dem Asphalt in Verbindung stehender Reifen weist einen intrinsischen Gleitwiderstand auf, der von den beiden "Reibungskoeffizient" genannten Oberflächen abhängt.

Aufgrund der obigen Ausführungen schließen wir, dass die Haftungskraft proportional zum einfallenden Gewicht und zum Reibungskoeffizient ist:

$$\text{Bodenhaftung} = \text{Gewicht} \cdot R_k$$

Der  $R_k$  ist das Verhältnis zwischen der ausgeübten Kraft und der einfallenden Kraft (bei einem Rennwagen ist es die auf das Rad einwirkende Last plus der aerodynamischen Last). Die Reifen von PKWs haben einen  $R_k$  von ca. 0,75-0,80 auf einigermaßen sauberen, glatten und trockenen Straßenbelägen. Bei Nässe sinkt der  $R_k$  bis auf 0,30-0,50 und bei Glatteis bis auf 0,10. Bei weichen Rennreifen erreicht der  $R_k$  Werte von bis zu 1,3-1,6, was bedeutet, dass die vom Reifen ausgeübte seitliche Kraft größer als die auf ihn einfallende Kraft sein kann.

Es gibt mehrere Faktoren, die den  $R_k$  und das Verhalten des Reifens (hauptsächlich im Kontaktbereich zwischen dem Reifen und dem Asphalt) beeinflussen, wie z. B. Abdriftwinkel, Sturz, Luftdruck, Temperatur, einfallendes Gewicht usw. Wir konzentrieren uns auf das einfallende Gewicht, weil wir dieses mit unserer Aufhängung beeinflussen können.

Wenn das einfallende Gewicht auf ein Rad steigt, verringert sich der  $R_k$  geringfügig, wie aus der folgenden Abbildung ersichtlich wird:

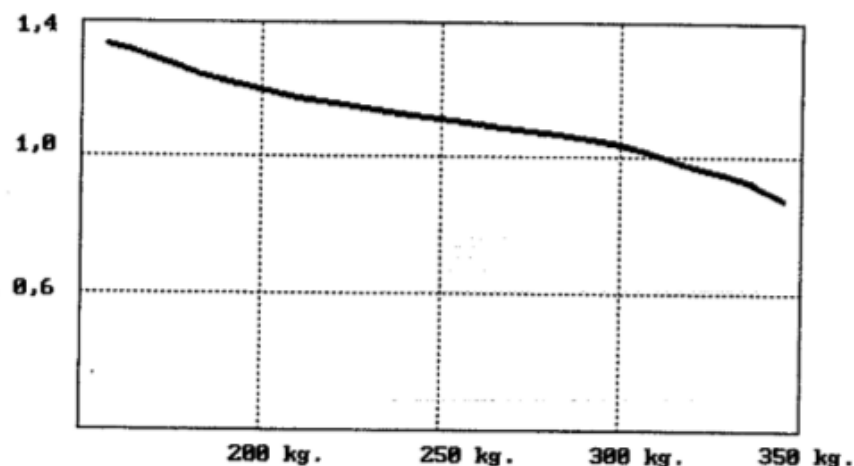


Abb.31 –  $R_k$  vs. einfallendes Gewicht Diagramm. [SAC OR 1998].

Daraus geht hervor, dass während das sich das einfallende Gewicht direkt proportional auf die Bodenhaftung auswirkt, der  $R_k$  abnimmt. Allerdings kompensiert der Anstieg des einfallenden Gewichts mehr als genug die bessere Bodenhaftung im Vergleich zur Reduzierung des  $R_k$ .

Ein richtiges Verständnis dieses Phänomens hilft uns dabei zu verstehen, wie die Gewichtsverlagerung das Fahrzeugverhalten beeinflusst. Hier ein Beispiel: Ein Fahrzeug, dessen Reifen einen  $R_k$  von 1,2 aufweisen, und dessen Vorderachse 400 Kg, d.h. 200 Kg pro Rad trägt. Die maximale Antriebsfähigkeit für den Reifen beträgt  $1,2 \cdot 200 = 240$  Kg, also insgesamt 480 Kg.

In einer Kurve findet eine Gewichtsverlagerung von dem inneren Rad auf das äußere Rad statt. Nehmen wir an, es wurden 120 Kg übertragen, wodurch das Außenrad eine Last von 320 Kg hat. Dadurch sinkt sein  $R_k$  auf 0,9, womit die Bodenhaftungskapazität  $0,9 \cdot 320 = 288$  Kg beträgt. Das Innenrad hat eine Last von 80 Kg, sein  $R_k$  ist leicht bis auf ca. 1,3 gestiegen. Somit beläuft

sich seine Antriebsfähigkeit auf 104 Kg, was insgesamt eine Zugkraft von  $104 + 288 = 392$  kg ergibt.

Wie man sieht, hat sich die gesamte Bodenhaftungskapazität der Achse von 480 Kg auf 392 Kg reduziert, woraus wir schließen können, dass die Gewichtsverlagerung auf eine Achse einen Zugkraftverlust eben dieser Achse mit sich bringt. Gäbe es keine Gewichtsverlagerung, betrüge die mögliche seitliche Beschleunigung  $480/400 = 1,2$  G, während mit der Gewichtsverlagerung sich die seitliche Beschleunigung auf  $392/400 = 0,98$  G beläuft. Durch die Regulierung der Gewichtsverlagerung an beiden Achsen lässt sich das Fahrzeug entsprechend der Rennstracke und den Vorlieben des Fahrers einstellen und anpassen. [SAC OR 1998]

## 5.2 -Gewichtsverlagerung

Wie man sieht, findet bei jeder Beschleunigung des Fahrzeugs eine Gewichtsverlagerung statt. Dies lässt sich in der Praxis leicht prüfen: Wenn man um eine Kurve biegt, werden die äußeren Federn komprimiert. Die Ursache dafür ist, dass ein höheres Gewicht auf diese Federn einwirkt. Das Gleiche gilt, wenn wir bremsen oder beschleunigen. Also gibt es eine Gewichtsverlagerung in Längs- und Querrichtung bzw. eine Kombination beider in der Diagonalen, z. B. wenn wir beim Eintritt in eine Kurve abbremsen. Folglich beeinflusst die ständige Verlagerung des einfallenden Gewichts auf die Räder die Kurven- und Beschleunigungshaftungskapazität des Fahrzeugs.

### 5.2.1-Längsgewichtsverlagerung

Wenn ein Fahrzeug beschleunigt, findet eine Gewichtsverlagerung von der Vorder- auf die Hinterachse statt, wodurch die Vorderreifen an Bodenhaftung verlieren. Daher haben Rennwagen Hinterradantrieb. Das Ausmaß dieser Gewichtsverlagerung beim Bremsen und Beschleunigen wird in Abhängigkeit von der Beschleunigung des Fahrzeugs (in Abhängigkeit von der Schwerkraftbeschleunigung G), der Schwerpunkthöhe und dem Radstand ausgedrückt.

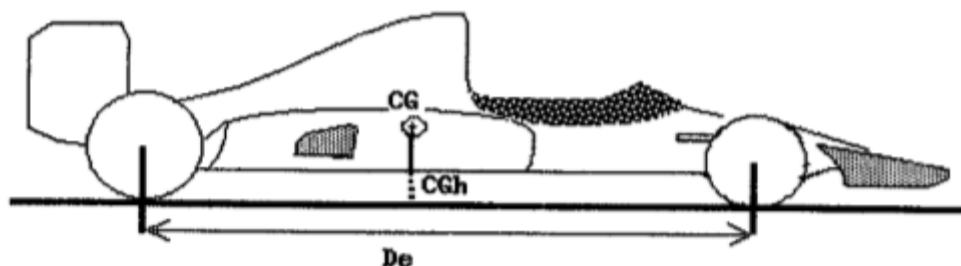


Abb.32 – Seitenansicht eines Fahrzeugs. [SAC OR 1998]

$$GV_l = G \cdot \frac{W \cdot 9,81 \cdot h_{cg}}{L}$$

Wählt man als Einheiten Kilogramm und Meter, ergibt das Resultat Newtons. Beim Bremsen wird die hintere Aufhängung komprimiert, was über einen Gewichtsverlust hinaus einen positiven Sturz bewirkt, was zu einem Laufflächenverlust und somit zu einer Einschränkung der Bremskraft der Achse führt. Die vordere Aufhängung wird komprimiert, wodurch das auf die Räder einfallende Gewicht steigt; aber der negative Sturz führt wiederum zu einer Reduzierung der Lauffläche. Folglich beeinflussen die Sturzvariationen die Bodenhaftung.

Sowohl wenn die Frontpartie beim Bremsen den Boden berührt als auch, wenn sie zu stark abhebt, besteht die Möglichkeit, diesen Pitch oder Heave durch härtere Federn zu reduzieren (obwohl sich dadurch der absolute Wert der Gewichtsveränderung in Längsrichtung nicht reduziert). Allerdings führt diese Änderung der Federhärte zu einer Änderung der Gewichtsverlagerung in Querrichtung. Daher ist sehr sorgfältig vorzugehen und eine umfassende Abstimmung des Bausatzes Rahmen-Dämpfung vorzunehmen.

### 5.2.2-Quergewichtsverlagerung

Wie oben beschrieben, bewirkt die Zentrifugalkraft in einer Kurve, dass ein bestimmtes Gewicht auf die Außenräder verlagert wird. Diese Gewichtsverlagerung ist abhängig von der seitlichen Beschleunigung, von der Höhe des Schwerpunkts und vom Radstand. Wenn der vordere Radstand und der hintere Radstand unterschiedlich sind, nimmt man den durchschnittlichen Radstand. Das Wichtigste ist zu verstehen, dass immer eine Gewichtsverlagerung stattfindet, und dass diese ausschließlich von diesen Parametern abhängt. Die Härte der Federn, der Stabilisatorstange, der Höhe des Rollzentrums und andere Parameter bestimmen nur, wie viel Gewicht von einer Seite auf die andere Seite einer jeden Achse verlagert wird, was auch als "Total Lateral Load Transfer Distribution" (TLLTD) bekannt ist.

$$GV_q = G \cdot \frac{W \cdot 9,81 \cdot h_{cg}}{t_{durchschnitt}}$$

Wie bereits geschildert, wirkt sich die Gewichtsverlagerung ebenfalls negativ auf die Bodenhaftungsfähigkeit der Reifen aus.

### 5.2.3-Total Lateral Load Transfer Distribution (TLLTD)

Dieser Parameter stellt den Gewichtsprozentsatz dar, den jede Achse verlagert. Er wird häufig als "magische Zahl" bezeichnet, da es sich um eine der wichtigsten Formen handelt, die Unter-/Übersteuerung und das Verhalten des Fahrzeugs zu beeinflussen.

Wie oben beschrieben, hängt die Quergewichtsverlagerung von den zuvor genannten 4 Faktoren ab. Jetzt ist auch klar, warum Rennwagen einen so breiten Radstand haben. Zusammen mit einer so niedrig wie möglichen Schwerpunkthöhe ermöglicht es dieses Design, die Gewichtsverlagerungen zu reduzieren.

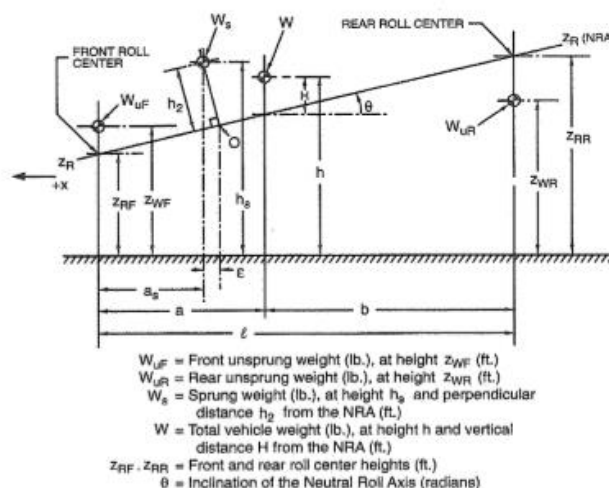


Abb.33 – Rollachse Diagramm. [RCVD 1995].

Ein häufig begangener Irrtum besteht darin zu denken, dass der Roll des Fahrzeugs die Gewichtsverlagerung bewirkt. Ein Kart hat keine Aufhängung, und der Roll ist praktisch Null (die Räder wirken wie eine Feder), und trotzdem gibt es an seinen Achsen eine Gewichtsverlagerung. Folglich bewirkt die Gewichtsverlagerung den Roll und nicht umgekehrt.

In Kapitel 18 des Buchs ``Race Car Vehicle Dynamics'', Milliken, W.F. & Milliken, D.L., 1995, wird dieses Thema eingehend erläutert. Unter gewissen Bedingungen gelangt man zu folgenden Formeln:

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W}{t_F} \left[ \frac{HK_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{\ell} z_{RF} \right]$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W}{t_R} \left[ \frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{\ell} z_{RR} \right]$$

Abb.34 – Vorder- und Hinterachse Gewichtsverlagerung Gleichungen. [RCVD 1995].

Hier ein Beispiel für das Verhalten des TLLTD. Nehmen wir an, wir hätten ein Fahrzeug mit folgenden Merkmalen:

Gewichtskraft W	1000 Kg
Spur vorne $t_f$	1,7 m
Spur hinten $t_r$	1,8 m
Schwerpunkt $W_s$ -Rollachse Abstand H	0,25 m
Gewichtsverteilung	45% vorne
Rollzentrumshöhe vorne $Z_{rf}$	0,1 m
Rollzentrumshöhe hinten $Z_{rr}$	0,15 m
Rollsteifigkeit vorne $K_f$	400 Nm/° Roll
Rollsteifigkeit hinten $K_r$	250Nm/° Roll

$$\frac{\Delta W_f}{A_y} = \frac{1000}{1,7} \cdot \left( \frac{0,25 \cdot 400}{400 + 250} + 0,45 \cdot 0,1 \right) = 116,96 \text{ Kg/G}$$

$$\frac{\Delta W_r}{A_y} = \frac{1000}{1,8} \cdot \left( \frac{0,25 \cdot 250}{400 + 250} + 0,55 \cdot 0,15 \right) = 99,25 \text{ Kg/G}$$

$$TLLTD_f = \frac{116,96}{116,96 + 99,25} = 0,5409 = 54,09\% \text{ vorne}$$

Eine weitere Zahl, auch als "zweite magische Zahl" bekannt, ist die Roll-Rate-Verteilung (Roll Rate Distribution), die in diesem Fall folgendermaßen aussieht:

$$RRD_f = \frac{K_F}{K_F + K_R} = \frac{400}{400 + 250} = 0,6154 = 61,54\%$$

Stellen wir uns vor, wir wollen die Federn durch härtere Federn ersetzen, um das Roll zu reduzieren. Nehmen wir an, wir steigern die Härte um 20% an jeder Achse, wodurch  $K_f = 480 \text{ Nm/° Roll}$  und  $K_r = 300 \text{ Nm/° Roll}$  ist.



$$\frac{\Delta W_f}{A_y} = \frac{1000}{1,7} \cdot \left( \frac{0,25 \cdot 480}{480 + 300} + 0,45 \cdot 0,1 \right) = 116,96 \text{ Kg/G}$$

$$\frac{\Delta W_r}{A_y} = \frac{1000}{1,8} \cdot \left( \frac{0,25 \cdot 300}{460 + 300} + 0,55 \cdot 0,15 \right) = 99,25 \text{ Kg/G}$$

$$TLLTD_f = \frac{116,96}{116,96 + 99,25} = 0,5409 = 54,09\% \text{ vorne}$$

Wie kann das möglich sein? Die Verteilung der Gewichtsverlagerung hat sich nicht geändert... Schauen wir, was passiert, wenn man die Federhärte nur an einer Achse, nämlich an der Hinterachse, ändert:

$$\frac{\Delta W_f}{A_y} = \frac{1000}{1,7} \cdot \left( \frac{0,25 \cdot 400}{400 + 300} + 0,45 \cdot 0,1 \right) = 110,5 \text{ Kg/G}$$

$$\frac{\Delta W_r}{A_y} = \frac{1000}{1,8} \cdot \left( \frac{0,25 \cdot 300}{400 + 300} + 0,55 \cdot 0,15 \right) = 105,35 \text{ Kg/G}$$

$$TLLTD_f = \frac{110,5}{110,5 + 105,35} = 0,5119 = 51,19\% \text{ vorne}$$

Wie man sieht, hat sich die TLLTD jetzt geändert. Daraus können wir zwei Folgerungen ziehen:

Nur die Änderungen an beiden Achsen führen zu einer Änderung der seitlichen Gewichtsverteilung.

Die Achse mit der höchsten Rollsteifigkeit erhält einen größeren Anteil der Gewichtsverlagerung. Dies bedeutet, dass wenn wir die Rollsteifigkeit einer Achse erhöhen, wir gleichzeitig die Gewichtsverlagerung auf diese Achse erhöhen (wie in unserem Beispiel dargestellt), wodurch diese Achse an Lenkfähigkeit oder Antrieb verliert.

Nach Darstellung dieser Konzepte sind wir in der Lage, nun weitere Entscheidungen zu treffen. Die Aufhängung eines Fahrzeugs bewirkt folglich einen bestimmten Wert an Rollwiderstand, der die Summe des Rollwiderstands an der Vorder- und an der Hinterachse ist. Dieser Rollwiderstand ist direkt proportional zu der Härte der Federn und den Stabilisatorstangen. Wenn man also den Rollwiderstand der Stangen und eventuell dem der Federn bearbeitet, können wir den Rollwiderstand einer jeden Achse verändern und somit die Gewichtsverlagerung an dieser Achse und letztendlich die Bodenhaftung der Reifen an dieser Achse verändern.

### 5.3 -Berechnung der Rollsteifigkeit

In diesem Abschnitt wird die Auswahl der für unseren Rennwagen am besten geeigneten Federn dargestellt. Dazu gehen wir folgendermaßen vor:

Zunächst wählen wir einen in °/G gemessenen Rollgradient, den das Fahrzeug haben soll. Laut dem Buch "Race Car Vehicle Dynamics", Milliken, W.F. & Milliken, D.L., 1995, hat ein Fahrzeug mit Aero-Paket normalerweise 0,25 – 0,5 °/G. Nach eingehender Lektüre im Forum

www.fsae.com sind wir zu dem Schluss gekommen, dass für ein Formula Student-Fahrzeug ein guter Rollgradientwert zum Anfang bei ca. 1 %/G liegen sollte. In unserem Fall haben wir uns für 0,8 %/G entschieden, da dieses Jahr ein wenig aerodynamische Last eingeführt wird.

$$\frac{\phi}{A_y} = \frac{W_s \cdot 9,81 \cdot H}{K_F + K_R} = 0,8 \text{ deg/G}$$

Wobei  $W_s \equiv$  gefedertes Gewicht [Kg] und  $H \equiv$  Schwerpunkt Us-Rollachse Abstand [m].

Nach Auswahl des Rollgradienten und mittels der zuvor ausgewählten Daten muss berechnet werden, welche Rollsteifigkeit wir benötigen, um auf diesen Rollgradienten zu kommen:

$$K_{\phi des} = \frac{W_s \cdot H}{\left(\frac{\phi}{A_y}\right)}, \left[ \frac{Nm}{deg.Roll} \right]$$

Wobei

$$H = h_{cgs} - h_{Rollachse} = 0,268 \text{ m}$$

$$h_{cgs} = \frac{(W \cdot h_{cg}) - (W_{UF} \cdot R_{LF}) - (W_{UR} \cdot R_{LR})}{W_s}$$

(wie man sieht, wird die Schwerpunkthöhe von WUF und WUR als die Radiushöhe des Rads berechnet).

$$h_{Rollachse} = Z_{RF} + \left(1 - \frac{\%_s}{100}\right) \cdot (Z_{RR} - Z_{RF})$$

Mit %s (ungefederte Masse-Gewichtsverteilung)

$$\%_s = \frac{(0,45 \cdot W) - 20}{270 - 2 \cdot 12,5 - 2 \cdot 10}$$

Wir erhalten folglich:

$$K_{\phi des} = \frac{225 \cdot 9,81 \cdot 0,268}{0,8} = 739,42875 \frac{Nm}{deg.Roll}$$

Wir verfügen über zwei Möglichkeiten, besagte Rollsteifigkeit zu erzielen, nämlich die Federn und die Stabilisatorstangen. Wenden wir uns zunächst den Federn zu. Die dann noch fehlende Rollsteifigkeit wird später mit den Stabilisatorstangen erzielt.

### 5.3.1-Berechnung der Federn und Stabilisatoren

Der erste Schritt für die Auswahl der Federn besteht darin, eine angemessene Fahrfrequenz (Ride Frequency) zu wählen. Die Fahrfrequenz ist die natürliche Frequenz der gefederten Masse bei der Fahrt. Je höher die Frequenz, desto steifer ist die Fahrt. Sowohl in dem Buch "Race Car Vehicle Dynamics", Milliken, W.F. & Milliken, D.L., 1995 als auch in "OptimumG Tech Tips", werden dem jeweiligen Fahrzeugtyp entsprechende Fahrfrequenzbereiche angegeben:

0,5 - 1,5 Hz für PKWs

1,5 - 2 Hz für Sportwagen mit mittlerer aerodynamischer Last

2 - 3 Hz für Fahrzeuge mit hoher aerodynamischer Last.

Beim Durchforschen des Forums [www.fsae.com](http://www.fsae.com) gelangt man zu dem Schluss, dass die Fahrfrequenzen eines Formula Student-Fahrzeugs zwischen 2,5 Hz und 4 Hz liegen sollten, da die aerodynamische Last höher ist. Niedrige Fahrfrequenzen liefern eine weichere Aufhängung mit einer besseren Bodenhaftung, aber einer geringeren Reaktionsfähigkeit. Härtere Aufhängungen ermöglichen es, den Schwerpunkt niedriger zu legen, dank ihrem kürzeren Wegs beim Schlagloch.

Die Fahrfrequenzen sind normalerweise an der Vorder- und der Hinterachse nicht gleich. Der Grund dafür ist im Folgenden erklärt. Stellen wir uns vor, ein Fahrzeug mit einer höheren vorderen Fahrfrequenz fährt durch ein Schlagloch. Zunächst fahren die Vorderräder hindurch, prallen mit einer Frequenz auf, und danach prallen die hinteren Räder mit der ihnen entsprechenden Frequenz auf.

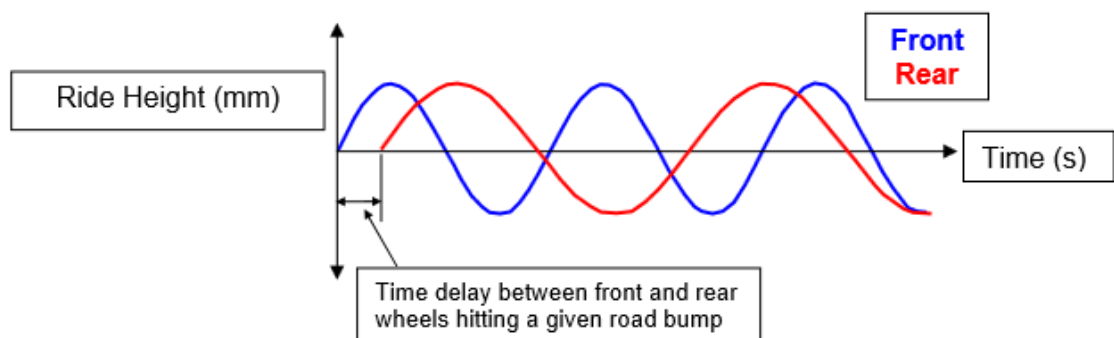


Abb.35 – Höhere vordere Fahrfrequenz. [OPTG 2014].

Wie deutlich wird, vergeht eine gewisse Zeit von dem Zeitpunkt ab, an dem die Vorderräder das Schlagloch durchfahren, bis zu dem Zeitpunkt, an dem die Hinterräder das Schlagloch erreichen. Daher entsteht eine phasenverschobene Bewegung, wenn die Hinterräder das Schlagloch durchfahren, was zu einem starken Pitching des Rahmens führt.

Um dies zu vermeiden sollte die Fahrfrequenz hinten höher sein, damit so beide Achsen gleichzeitig schwingen.

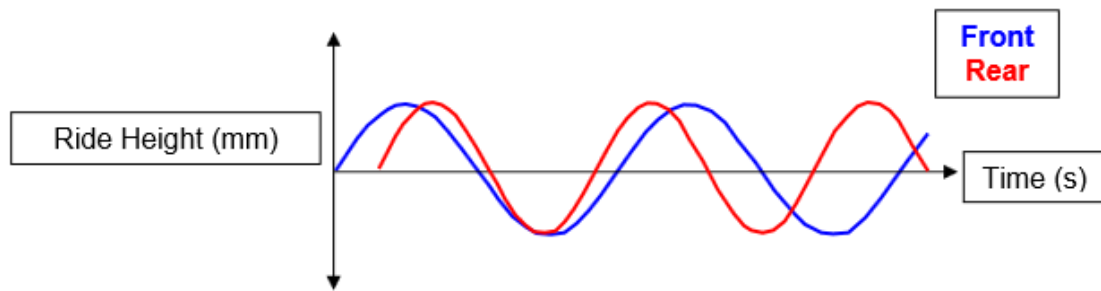


Abb.36 – Höhere hintere Fahrffrequenz. [OPTG 2014].

Dies gilt für PKWs, bei denen der Fahrkomfort Priorität hat, aber bei Rennwagen ist dies nicht unbedingt erforderlich. Wie bereits erwähnt, verbessert eine höhere Fahrffrequenz die Reaktionsfähigkeit und Schnelligkeit des Fahrers.

In unserem Fall haben wir eine Fahrffrequenz von 2,8 Hz für die Vorderachse und von 3 Hz für die Hinterachse gewählt. Obwohl wir eine höhere Frequenz für die Vorderachse hätten wählen können, sind dies unserer Meinung nach ausreichend hohe Werte, um dem Fahrer ein ausreichendes Feedback zu geben. Wir haben jedoch mehrere Federn mit unterschiedlichen Federkonstanten. Kommen wir nochmals darauf zurück, wie man eine natürliche Frequenz findet:

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_s}{W_s}}, [Hz]$$

$f_r \equiv$  Fahrffrequenz [Hz]

$K_s \equiv$  Federkonstante [N/m]

$W_s \equiv$  Gefederte Masse [Kg]

Wir erhalten folglich:

$$K_s = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_r^2 \cdot \frac{W_s}{2} \cdot MR^2$$

$MR \equiv$  Radhub/Federweg

### 5.3.1.1-Motion Ratio – Übersetzung des Mechanismus

In einem der vorangegangenen Kapitel haben wir die Übersetzung des Umlenkhebels erklärt. Hier erklären wir jetzt die intrinsische Übersetzung (Motion Ratio) des Mechanismus, die die Bewegung des Bausatzes Feder-Dämpfer bezüglich des Rads beeinflusst. Und wie man bei der Berechnung der Federkonstanten feststellt, beeinflusst sie hoch 2.

Wir sollten uns zunächst einmal an einige Parameter erinnern:

- Spring Rate – Federkonstante: Wird benutzt, um die Widerstandskraft einer Feder zu messen. N/m
- Wheel (Center) Rate: Vertikale Kraft pro durchschnittlicher Wegeinheit, gemessen in der Felgenmitte, ohne die Reifenelastizität zu berücksichtigen. N/m
- Tire Rate: Vertikale Kraft pro Wegeinheit des Reifens. N/m. Laut Hoosier, beträgt die unserem Rad entsprechende Tire Rate ,000 N/m.
- Ride Rate: Entspricht der durch die Tire Rate modifizierten Wheel Rate. D. h. die Ride Rate ist die Kraft pro Wegeinheit im Berührungspunkt des Rads mit dem Boden. Mit einem unendlich starren Rad fiel die Ride Rate mit der Wheel Rate zusammen. N/m
- Roll Rate: Widerstandsmoment pro Lenkeinschlagsgrad des Rahmens. Nm/° Roll.

Es sei erwähnt, dass je nach Quelle die Motion Ratio entweder als Radhub/Federweg oder auch als Federweg/Radhub definiert ist. Wir richten uns nach den Definitionen des Buchs ``Race Car Vehicle Dynamics'', Milliken, W.F. & Milliken, D.L., 1995. Jetzt erörtern wir die Installation Ratio, die die Umkehrung der Motion Ratio ist.

$$IR = \frac{1}{MR} = \frac{\text{Federweg}}{\text{Radhub}}$$

Der IR ist ein geometrischer Ausdruck, der die Längenänderung eines Kraft ausübenden Elements (Feder, Dämpfer oder Stabilisator) mit der vertikalen Bewegungsänderung des Rads in Bezug setzt.

$$IR = \frac{\delta \text{Federweg}}{\delta \text{Radhub}}$$

In unserem Fall stimmen Federweg und Dämpferweg überein.

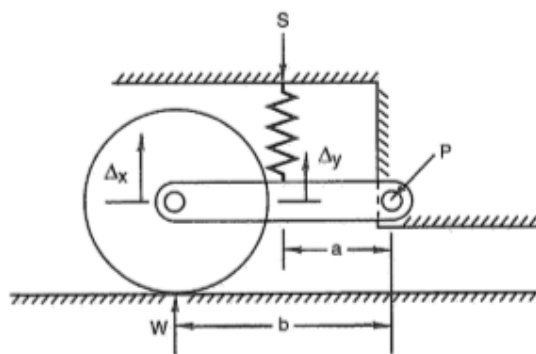


Abb.37 – IR für eine einfache Aufhängung. [RCVD 1995].

Die Achse dreht sich in P, die Feder wirkt mit Abstand ``a`` und die Radmitte liegt in Abstand ``b``. Da a und b verschieden sind, wird die Feder Delta y komprimiert, wenn das Rad Delta x nach oben geht. Der IR ist als Abweichungs-Rate der Federkompression gegenüber der Radbewegung, Delta y/Delta x, definiert. Da der IR sowohl den Weg als auch die Kraft der Feder reduziert (Hebelgesetz), muss er mit sich selbst multipliziert werden, um ein Verhältnis zwischen der Wheel Center Rate und der Spring Rate herzustellen [RCVD 1995]. Das Verhältnis zwischen Wheel Rate und Spring Rate ist folglich:

$$K_W = K_S \cdot IR^2 = \frac{K_S}{MR^2}$$

Für dieses neue Fahrzeug wurde Folgendes vorgeschlagen: Mit der Einführung eines kleinen Aero-Pakets, wird der vordere Umlenkhebel so konstruiert, dass es eine gewisse Dämpfungsprogression gibt. Dabei wird der IR des Mechanismus erhöht, und in dem Maße, wie das Rad nach oben geht, steigt die Wheel Rate, d. h. sie weist progressiv einen größeren Widerstand auf. Dadurch bewirkt die aereodynamische Last nicht, dass die Bodenhöhe sich zu stark reduziert. Darüber hinaus bewirkt eine gewisse Progression an der vorderen Aufhängung, die Empfindlichkeit und das Reaktionsvermögen des Fahrzeugs zu steigern.

Was das Hinterteil betrifft, ist eine sehr geringe Degressivität beabsichtigt. Es wurde erwähnt, dass eine Degressivität im Allgemeinen nachteilig ist, aber in diesem Fall kann sie vorteilhaft sein: Beim Bremsen hätte das Fahrzeug weniger Pitch, da die Aufhängung durch die Kompression des Vorderteils härter würde, und durch die Dekompression des Hinterteils würde sie ebenfalls härter, da der IR zunimmt. Bei Beschleunigung am Ende der Kurve würde sich das Vorderteil nach oben bewegen und dadurch weicher werden und eine bessere Bodenhaftung aufweisen, und das Hinterteil würde komprimiert und der Antrieb verbessert.

Der Entwurf der vorderen und hinteren Umlenkhebel wurde mit dem Programm CAD Autodesk Inventor erstellt, mit 3D Sketches, die die Bewegung des Mechanismus simulieren.

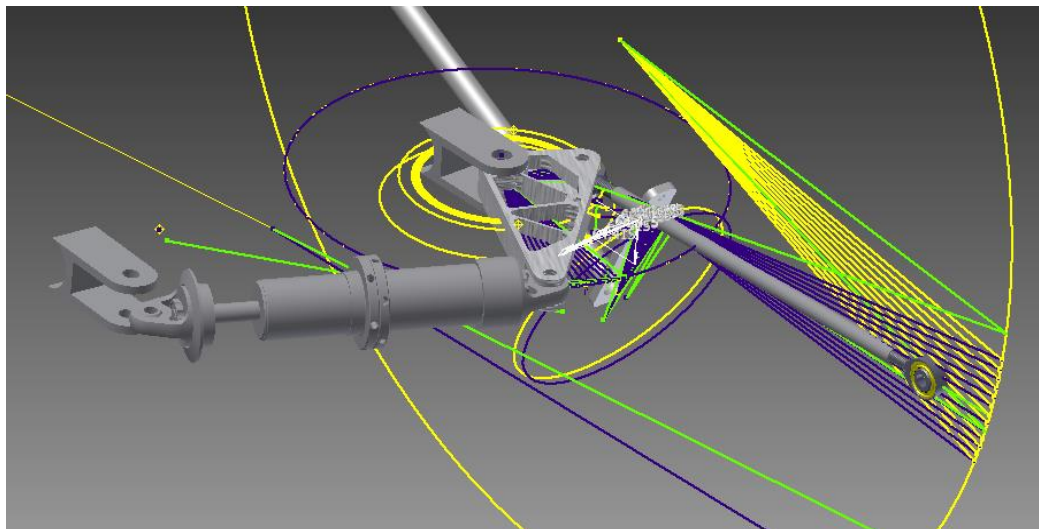


Abb.38 – 3D Sketch: Simulation der Bewegung des vorderen Mechanismus.

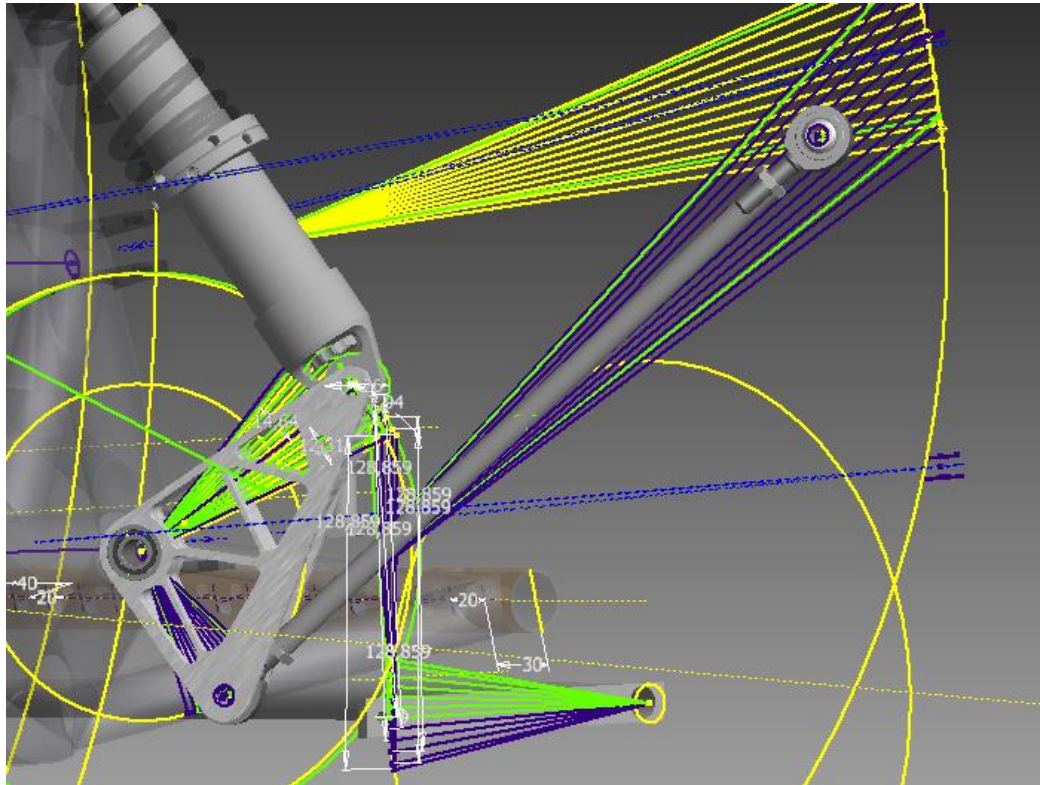


Abb.39 – 3D-Skizze: Simulation des hinteren Mechanismus.

Wie ersichtlich ist, wurde der Weg in verschiedene "Ö" unterteilt, und auf Grund der Möglichkeit des Inventors, Messungen zu machen, um den MR eines jeden Mechanismus zu erhalten, wurde eine Tabelle mit verschiedenen Werten des Radhubs und der Kompression der Feder/des Dämpfers erstellt.

Radhub	mm Dämpfer
36,41	-200,0240
35,8734112	-200,4950
29,9611125	-205,7170
24,0186848	-210,7840
18,0485239	-215,7470
12,0530256	-220,5950
6,0345857	-225,3410
0	-230,0000
-5,5102	-234,1720
-11,0292	-238,3080
-16,5596	-242,3770
-22,0996	-246,4240
-27,6474	-250,1930

Der Sachs ZF-Dämpfer hat eine Länge von 250 mm und einen Hub von 50 mm. Es wurde die Auswahl getroffen, dass sich die Kompression des Dämpfers auf Fahrhöhe auf 20 mm beläuft (obwohl dieser Wert verstellbar ist).



Ausgehend von diesen Daten wurde ein Diagramm Federweg vs. Radhub erstellt, und die Funktion annäherungsweise mit Hilfe von Excel dargestellt.

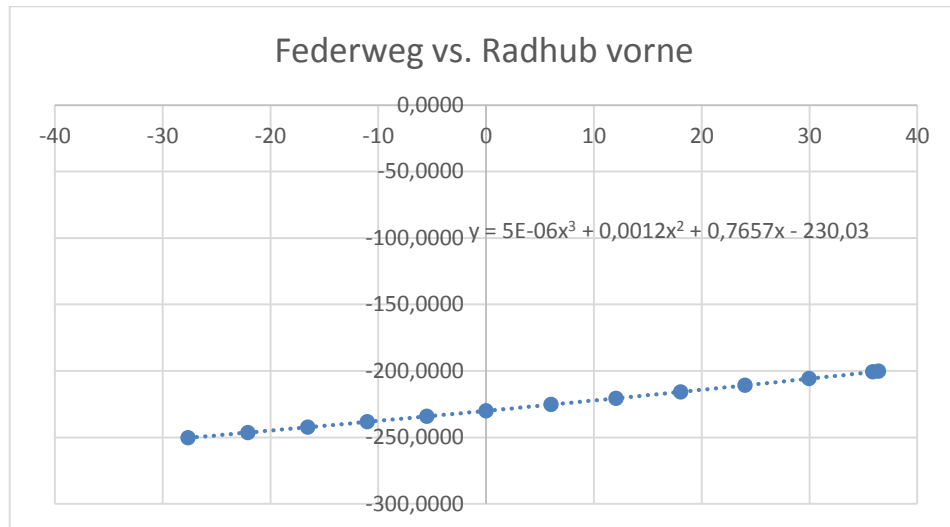


Abb.40 – Federweg vs. Radhub Diagramm für die Vorderachse

Mit der angenäherten Funktion muss jetzt die Ableitung dieser Funktion gefunden werden, wodurch wir letztendlich zum IR des Mechanismus gelangen.

$$y = 0,000005x^3 + 0,0012x^2 + 0,7657x - 230,03$$

Ableitend:

$$IR = 0.000015x^2 + 0.0024x + 0.7657$$

Und Darstellung der Funktion:

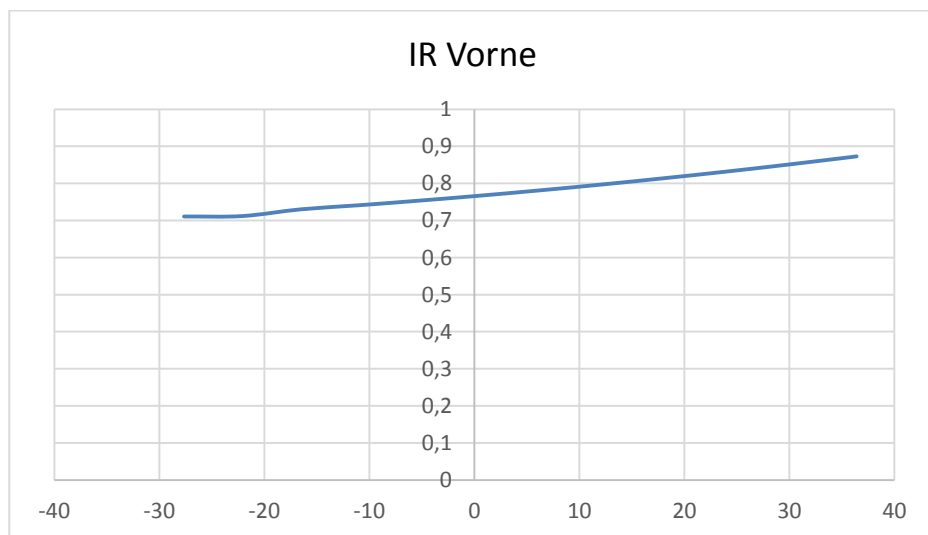


Abb.41 – Installation Ratio vorne.

Wir sehen, wie wir zum steigenden IR gelangt sind, der auch als Rising Rate bekannt ist.



Für den hinteren Mechanismus sind wir genauso vorgegangen:

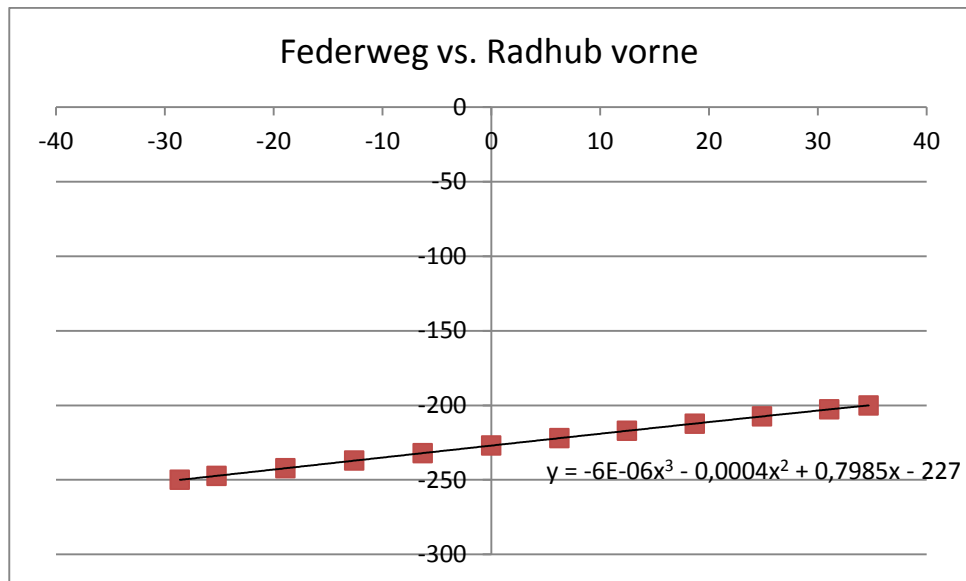


Abb.42 – Federweg vs. Radhub Diagramm für die Hinterachse

$$IR = -0.000018x^2 - 0.0008x + 0.7985$$

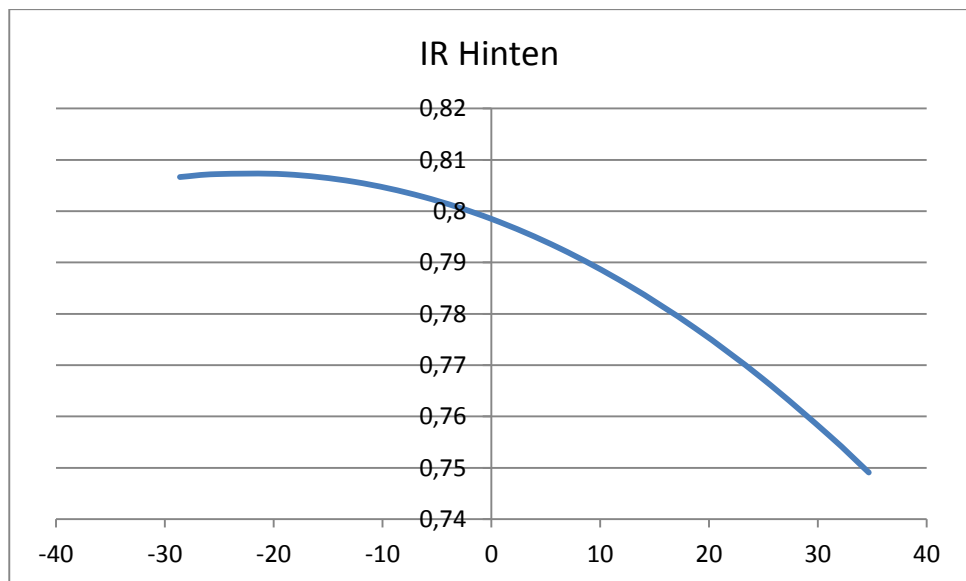
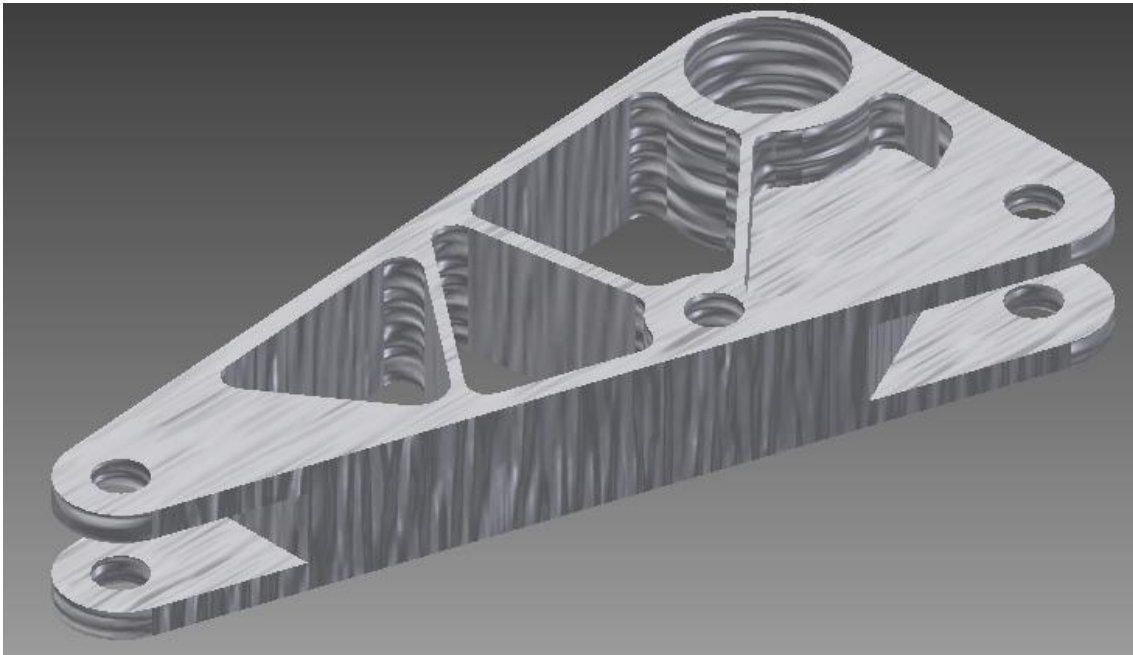


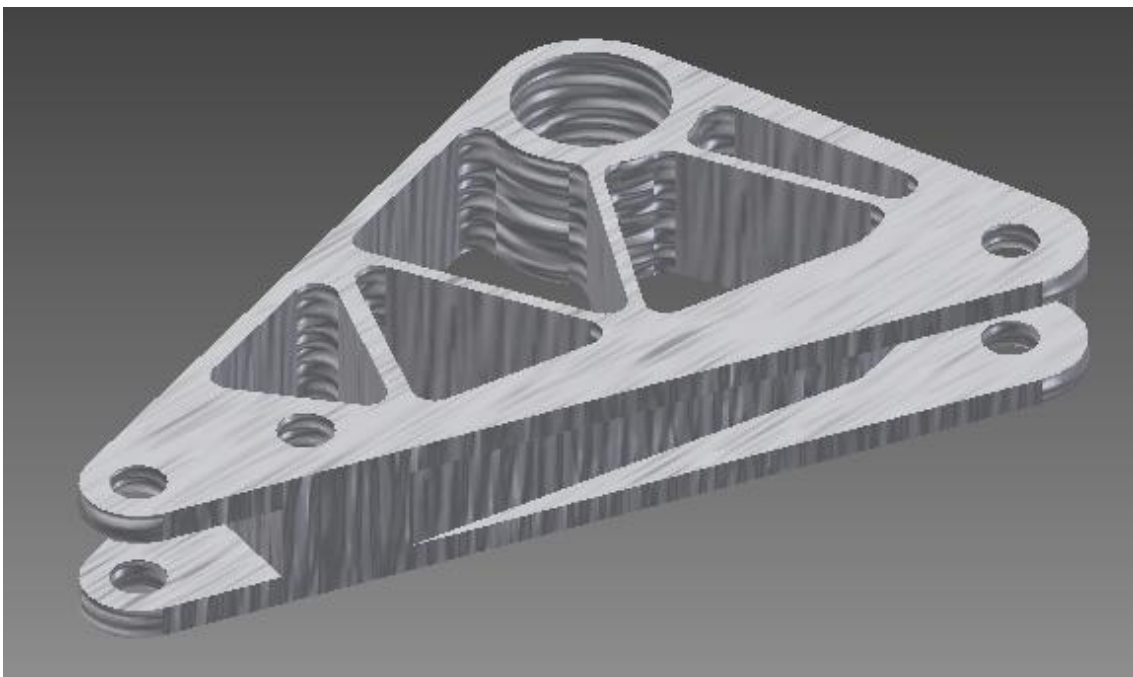
Abb.43 – Installation Ratio hinten.

Wie wir sehen, variiert der IR des hinteren Mechanismus ungefähr 0,055 entlang dem Gesamtradhub, während der hintere Mechanismus ungefähr 0,15 variiert.

Hier der Entwurf der beiden Umlenkhebel:



*Abb.44 –Umlenkhebel vorne.*



*Abb.45 –Umlenkhebel hinten.*

Gemäß unseren vorangehenden Berechnungen beträgt die Kraft, mit der der Pull Rod zieht, 10,,000 N, wobei bereits ein Sicherheitsfaktor angewandt wurde. Eine FEM-Simulation in demselben Programm (Inventor) hat uns geholfen, die erforderliche Struktur der Umlenkhebel zu bestimmen, um besagte Kraft auszuhalten:

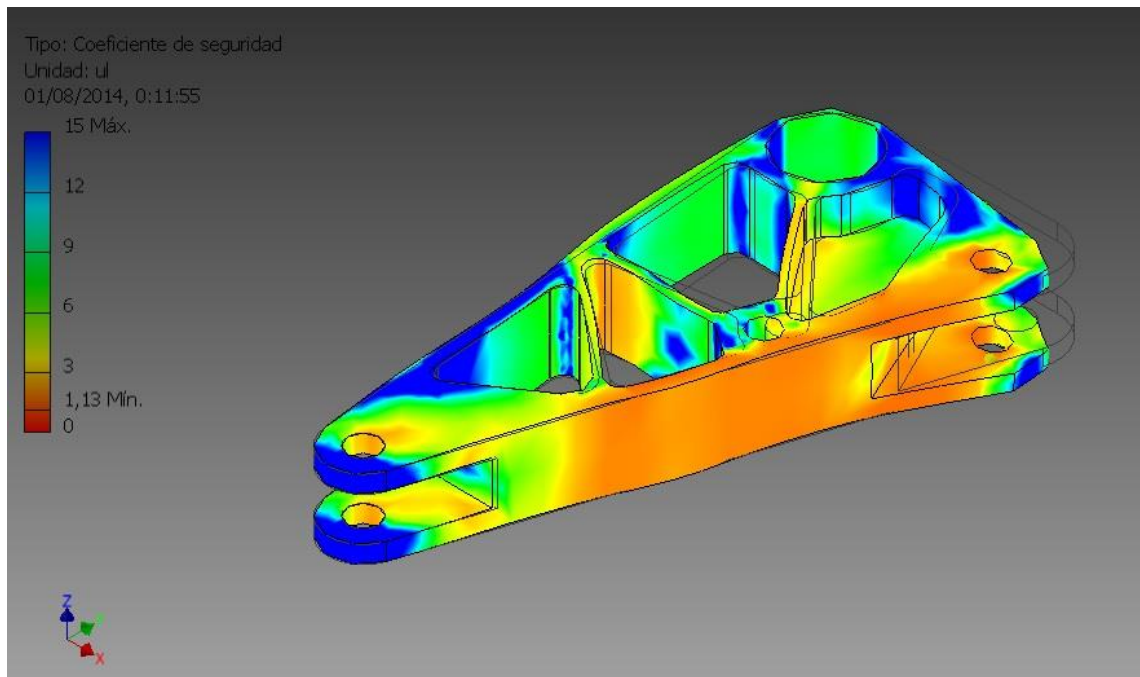


Abb.46 – FEM Umlenkhebel vorne. Sicherheitsfaktor.

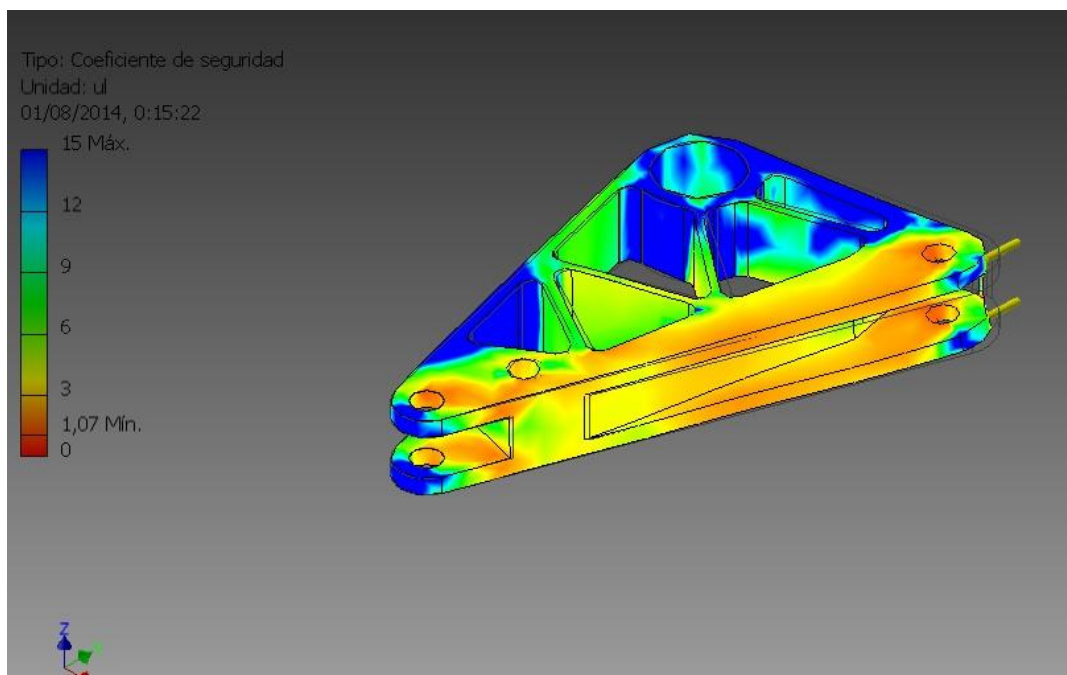


Abb.47 – FEM Umlenkhebel hinten. Sicherheitsfaktor.

Für die Pull Rods können wir auch jetzt den Durchmesser berechnen. Da 10x2 mm 25CrMo4 Rohr für andere Teile des Fahrwerks bestellt wird, um Kosten zu Sparen schauen wir Mal ob das wir auch gebrauchen können. Die Streckgrenze für 25CrMo4 Rohr mit Durchmesser kleiner als 16 mm ist 435MPa [ASM 2014].

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{10000}{\pi \cdot (5^2 - 3^2)} = 198,94 \text{ MPa}$$

So haben wir einen Sicherheitsfaktor von:

$$\frac{435}{198,94} = 2,18$$

Auf Grundlage des durchschnittlichen MR vorne und hinten, d. h. In diesem Fall 1,34 und 1,33, können wir die benötigten Federn berechnen.

$$K_{SF} = 4 \cdot \pi^2 \cdot 2,8^2 \cdot \frac{101,5}{2} \cdot 1,34^2 = 28,204 \frac{N}{m} = 28,20 \text{ N/mm}$$

Wir wählen einen KSF von 30 N/m. für die Hinterachse:

$$K_{SR} = 4 \cdot \pi^2 \cdot 3^2 \cdot \frac{123,5}{2} \cdot 1,33^2 = 38,809 \frac{N}{m} = 38,81 \text{ N/mm}$$

Laut dem Buch ``Race Car Vehicle Dynamics'', Milliken, W.F. & Milliken, D.L., 1995, kann es bei einem absteigenden IR angemessen sein, um ca. 10% härtere Federn zu wählen. Daher entscheiden wir uns für eine Feder mit 42,7 N/mm Härte. Wir wählen Federn mit 45 N/mm, die diesem Wert im Katalog des Federlieferanten am Nächsten kommt.

Wie bereits ausgeführt, lassen sich diese Spring Rates in Wheel Rate übertragen:

$$K_{WF} = \frac{K_{SF}}{MR^2} = \frac{28,20}{1,34^2} = 15,8 \text{ N/mm}$$

$$K_{WR} = \frac{K_{SR}}{MR^2} = \frac{38,81}{1,31^2} = 21,94 \text{ N/mm}$$

Hieraus wird deutlich, inwieweit diese Federn zur Gesamttrollsteifigkeit des Fahrzeugs beitragen:

$$K_{\phi FS} = \frac{\pi \cdot t_f^2 \cdot K_{WF}^2}{180 \cdot 2 \cdot K_{WF}} = \frac{\pi \cdot 1,177^2 \cdot 15,8^2}{180 \cdot 2 \cdot 15,8} = 189,89 \frac{Nm}{deg. Roll}$$

$$K_{\phi RS} = \frac{\pi \cdot t_r^2 \cdot K_{WR}^2}{180 \cdot 2 \cdot K_{WR}} = \frac{\pi \cdot 1,083^2 \cdot 21,94^2}{180 \cdot 2 \cdot 21,94} = 224,57 \frac{Nm}{deg. Roll}$$

Der Gesamtbeitrag beläuft sich auf 414,46 Nm/deg.Roll. Bis zum Erreichen der 739,49 Nm/deg.Roll benötigen wir noch 325,03 Nm/deg.Roll, die wir mittels der Stabilisatorstangen erzielen. Um die TLLTD festzulegen, richten wir uns ebenfalls nach dem Buch ``Race Car Vehicle Dynamics'', Milliken, W.F. & Milliken, D.L., 1995, in dem als Ausgangspunkt 5% mehr TLLTD als Gewichtsverteilung an der Vorderachse angegeben sind, wodurch sich unsere TLLTD auf 50% auf jeder Achse (45+5) belaufen würde. So berechnen wir die Rollsteifigkeiten der beiden Stabilisatorstangen (Anti Roll Bar, ARB)

$$K_{\phi F ARB} = (739,49 \cdot 0,5) - 189,89 = 179,9 \frac{Nm}{deg. Roll}$$

$$K_{\phi R ARB} = 325,03 - 179,9 = 145,175 \frac{Nm}{deg. Roll}$$

Jetzt geht es darum, die Stabilisatorplatten zu platzieren, wobei ihre Länge, die Blätter (lever arms) und ihre entsprechende MR, ausgedrückt in Radhub/Blätterbewegung am Endteil zu berücksichtigen sind. Diese MR haben wir auf ähnliche Art und Weise wie in vorangegangenen Berechnungen ermittelt.

In der nächsten Abbildung kann man sehen, wie der vordere Stabilisator ausgelegt wurde. Es sind zwei Verstellmöglichkeiten verfügbar, um die Rollsteifigkeit (und folglich die TLLTD) je nach Geschmack des Fahrers einzustellen.

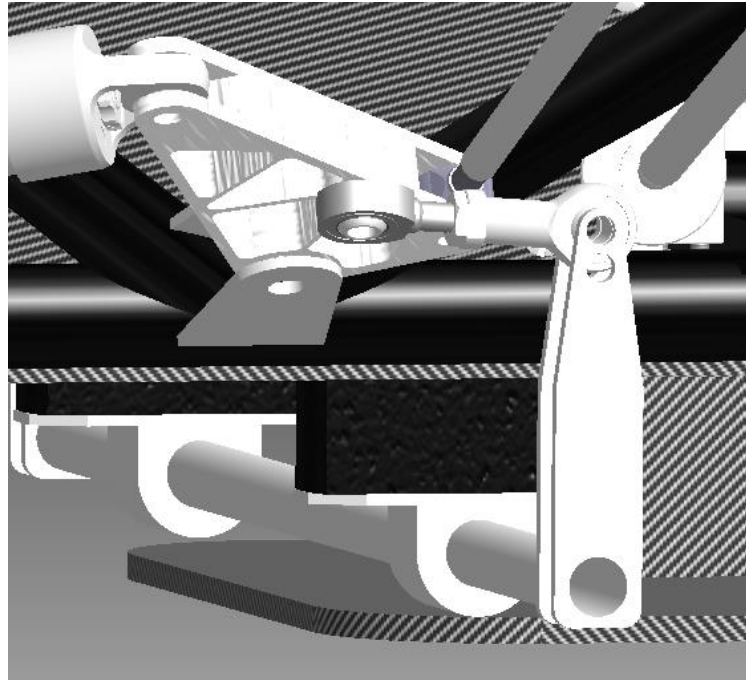


Abb.48 – Stabilisator vorne.

Ein Ansatz wurde an den Befestigungspunkten angebracht. Dies ist erforderlich, um den Elastischen Bereich nicht zu überschreiten. Der gewählte Stahl ist 25CrMo4 mit thermischer Behandlung [CS TTW 1978]. Anhand der entsprechenden Durchmesser werden wir analysieren, wie viel Grad sich jeder Stabilisator verdeden lässt, ohne den ohne den Elastischen Bereich zu überschreiten.

Dem Entwurf gemäß hat der vordere Stabilisator folgende Maße:

$$L_F = 0,587 \text{ m.}$$

$$LH_F \text{ (Hebel)} = 0,095 \text{ m.}$$

$$MR_{ARB F} = 2,67.$$

Um den Durchmesser zu berechnen, brauchen wir die Steifigkeit, die der Stabilisator braucht, ausgedrückt in Nm/° Verdrehung. Dieser Wert wird mit der Rollsteifigkeit des Stabilisators kalkuliert. Für den vorderen Stabilisator gilt:

$$K_{\theta Bf} = \frac{K_{\phi F ARB} \cdot LH_F^2 \cdot MR_{ARB F}^2}{t_f^2} = \frac{179,9 \cdot 0,095^2 \cdot 2,67^2}{1,177^2} = 8,39 \frac{\text{Nm}}{\text{deg. Verdrehung}}$$

Ebenso erfolgt die Berechnung wird für den hinteren Stabilisator:

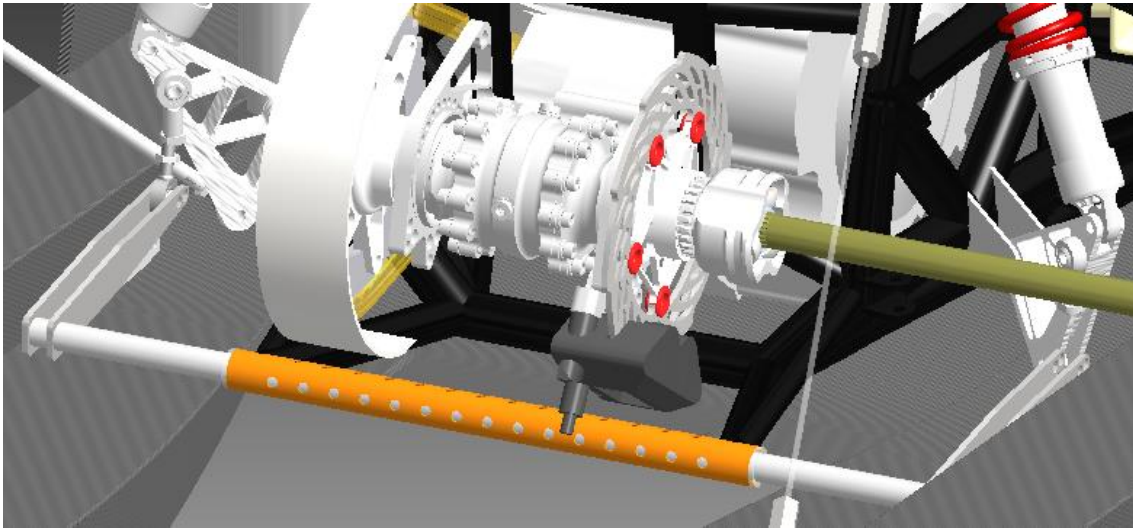


Abb.49 – Stabilisator hinten.

$$L_R = 0,607 \text{ m.}$$

$$LH_R \text{ (Hebel)} = 0,199 \text{ m.}$$

$$MR_{ARB R} = 1,47.$$

$$K_{\theta Br} = \frac{K_{\phi R ARB} \cdot LH_R^2 \cdot MR_{ARB R}^2}{t_R^2} = \frac{145,17 \cdot 0,199^2 \cdot 1,47^2}{1,083^2} = 10,48 \frac{\text{Nm}}{\text{deg. Verdrehung}}$$

Mit diesen beiden Werten können wir die Durchmesser der Stabilisatoren ermitteln. Wir brauchen dazu die Grundgleichungen für torsionsbelastete Rohre [WKP 2014]:

$$T = \frac{I_p}{l} \cdot G \cdot \theta$$

$$\frac{T}{\theta} = \frac{I_p \cdot G}{l}$$

$I_p \equiv$  Flächenträgheitsmoment

$$I_p = \frac{\pi \cdot (\varnothing_o^4 - \varnothing_i^4)}{32}$$

$G \equiv$  Schermodul von Stahl, 80 GPa.

$T \equiv$  Drehmoment.

$\theta \equiv$  Verdrehung (in rad.)

$l \equiv$  Länge der Stange.

Die Gleichung ist dann:

$$\frac{T}{\theta} = \frac{\pi \cdot G \cdot (\varnothing_o^4 - \varnothing_i^4)}{32 \cdot l}$$

Wenn wir  $\theta$  in Grad haben, gilt die Gleichung:

$$\frac{T}{\theta} = \frac{\pi^2 \cdot G \cdot (\varnothing_o^4 - \varnothing_i^4)}{5760 \cdot l}$$

Die Durchmesser der Stabilisatoren können jetzt berechnet werden, indem wir einen der beiden  $\varnothing_o$  oder  $\varnothing_i$  wählen. Für beide Stabilisatoren haben wir einen Durchmesser von 18 mm gewählt.

So haben wir einen Innendurchmesser von 16 mm für vorne und von 15,5 mm für hinten. Da die Reifen noch mehr Roll erzeugen werden, und der nächste Durchmesser, den uns der Lieferant anbieten kann, 15 mm beträgt, werden wir für beide Stabilisatoren 15 mm Innendurchmesser wählen.

Um sicher zu sein, dass die Streckgrenze nicht überschritten wird, berechnen wir die maximale Verdrehung, die jeder Stabilisator tragen kann.

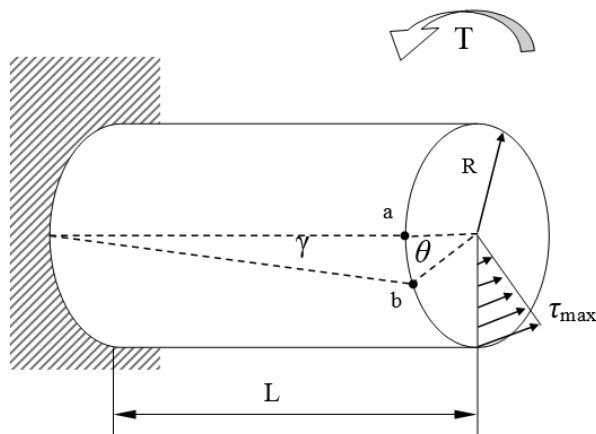


Abb.50 – Torsionsbelastete Stange [TORS Vesp].

Wie wir zuvor gesehen haben:

$$\tau = \frac{T \cdot R}{I_p} = \frac{T}{\frac{I_p}{R}} = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{\frac{\pi \cdot (\varnothing_o^4 - \varnothing_i^4)}{32 \cdot R}}$$

Für unsere Stabilisatoren,  $W_p = 2,9644 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$ . aus vergütetem 25CrMo4 Stahl beträgt die Reißfestigkeit 1200 MPa [SteelGrades 2014], und mit den Wert können wir das Schermodul ausrechnen. Mit dem Kriterium nach Von Mises ist der Schermodul



$$\frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \text{Reißfestigkeit} = 0,577 \cdot 1200 = 692 \text{ MPa}$$

Jetzt verwenden wir einen Sicherheitsfaktor von 1,5, um die tragbare Spannung zu ermitteln:

$$\tau_{trag} = \frac{692}{1,5} = 461 \text{ MPa}$$

So können wir das maximale Drehmoment berechnen:

$$T_{max} = 461 \cdot 10^6 \cdot W_p = 136,66 \text{ Nm}$$

$$\tau_{trag} = G \cdot \gamma$$

$$\gamma = \frac{461 \cdot 10^6}{80 \cdot 10^9} = 0,0057625 \text{ rad} = 0,33 \text{ Grad.}$$

Wie man in Abb. 45 sieht, kann man Folgendes annehmen

$$R \cdot \theta \approx \gamma \cdot L$$

Und so können wir die maximale Verdrehung, die die Stabilisatoren tragen können, ermitteln.

$$\theta_F = \frac{0,33 \cdot 0,587}{0,018} = 10,8 \text{ Grad.}$$

$$\theta_R = \frac{0,33 \cdot 0,607}{0,018} = 11,12 \text{ Grad.}$$

Im CAD Modell kann man prüfen, dass die Stabilisatoren sich weniger drehen.



## 6 -Einstellung der Stoßdämpfer

### 6.1 -Funktionen der Stoßdämpfer

Grob gesagt kontrolliert der Stoßdämpfer bei der Ausfederung die gefederte Masse, und bei der Einfederung kontrolliert er die ungefederte Masse. Die Hauptfunktion ist die Dämpfung der Resonanzfrequenzen der gefederte und ungefederte Masse. Sekundäre Funktionen sind:

- Kontrolle des Wagens bei Aufprall-, Nick- und Rollresonanzfrequenzen.
- Kontrolle der Gewichtsverlagerung-Rate (Beim Bremsen, Beschleunigen und in Curven).

Die Kennlinie der Sachs Formula Student Stoßdämpfer ist sowohl im Druck (10 Positionen) als auch im Zug (34 Positionen) verstellbar. Die verschiedenen möglichen Kennlinien stehen auf der Website des Herstellers zur Verfügung. In diesem Kapitel werden wir herausstellen, welche Kennlinie optimal für unseren Rennwagen ist.

### 6.2 -Berechnung der Kennlinien.

#### 6.2.1-Transmissibility (Übertragbarkeit).

Es ist bekannt, dass wenn wir über ein Schlagloch fahren, in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit die Antwort hinsichtlich dem Verhalten des Wagens unterschiedlich ist. Wenn wir zügig fahren, schwankt das Auto (die ungefederte Masse) kaum. Wenn wir dagegen ganz langsam fahren, ist die Bewegung des Autos ähnlich wie die Bewegung des Rads. Dies geschieht, weil die Antwort mit der Frequenz und der Amplitude des Inputs zusammenhängt. Je schneller wir über das Schlagloch fahren, desto höher ist die Frequenz. Um dieses Phänomen darzustellen, benutzen wir den Begriff Transmissibility (Übertragbarkeit). Die Transmissibility ist das Verhältnis zwischen der Inputamplitude und der Outputamplitude.

$$TR = \frac{Outputamplitude}{Inputamplitude}$$

$$Outputamplitude = TR \cdot Inputamplitude$$

Der Input ist in unserem Fall der Hub des Rads und der Output ist die vertikale Bewegung der ungefederten Masse.

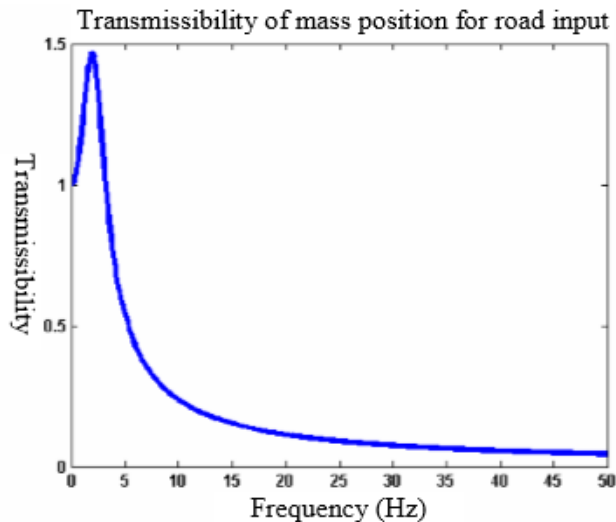


Abb.51 – Transmissibility eines Feder-Stoßdämpfer-Systems für ein Damping Ratio von 0,5. [OPTG 2014]

Wir sehen, dass bei der Resonanzfrequenz der Output größer als der Input ist, das heißt die Bewegung des Autos ist größer als der Radhub. Der Fahrer fühlt sich, als würde er aus dem Schlagloch katapultiert, was ein negatives Verhalten des Wagens ist. Wenn der Begriff Transmissibility erst einmal klar umrissen ist, können wir die Transmissibility für verschiedene Damping Ratios darstellen. [OPTG 2014].

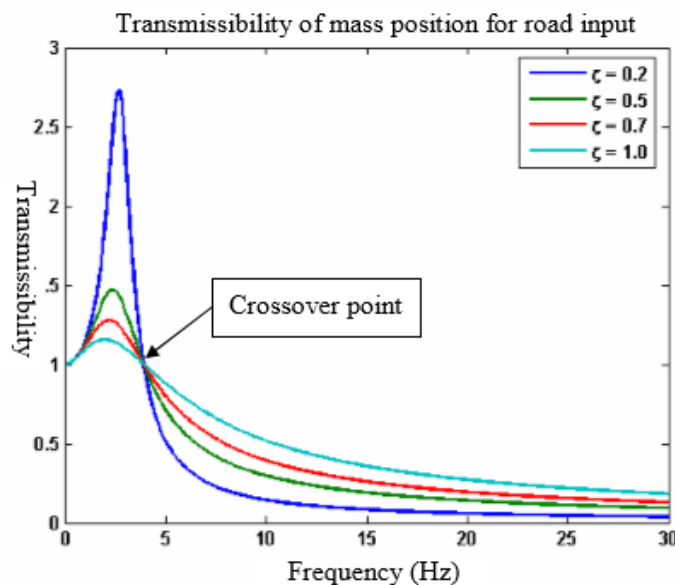
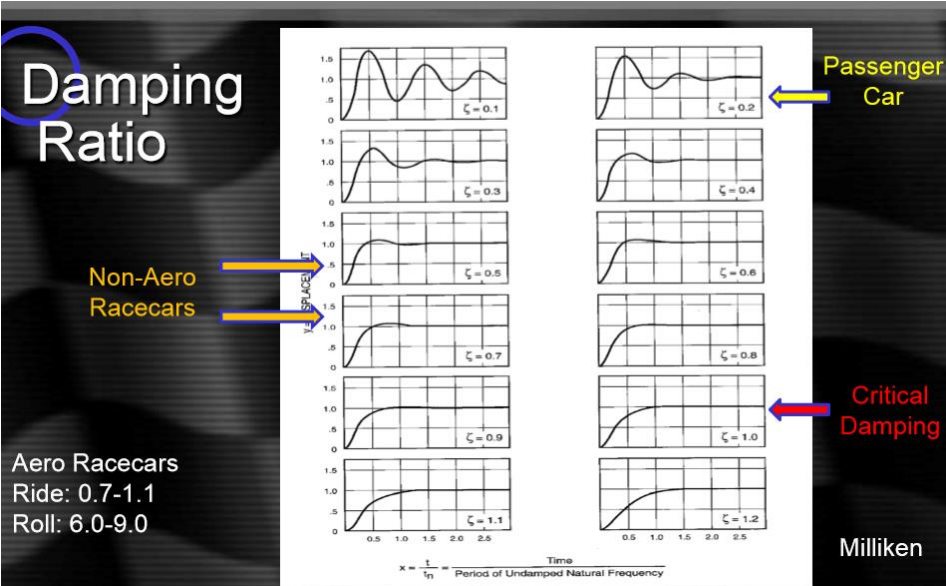
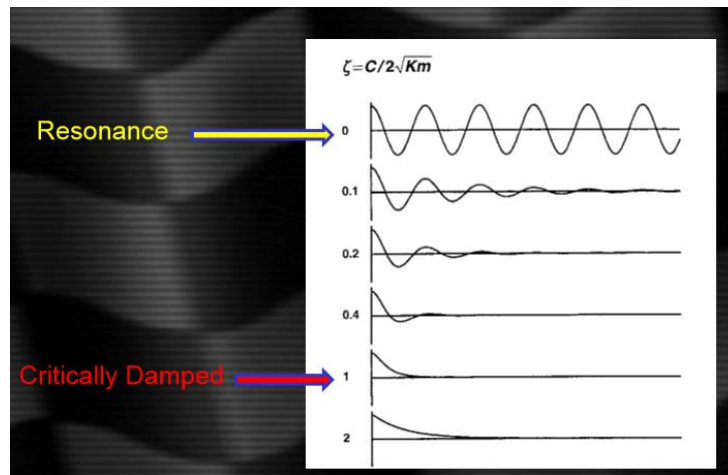


Abb.52 – Transmissibility eines Feder-Stoßdämpfer-Systems für verschiedene Damping Ratios. [OPTG 2014]

Das Damping Ratio stellt das Verhältnis zwischen der Damping Rate (erklärt in 1.2.2) und dem Critical Damping (kritische Dämpfung, die die schnellste die Masse in den stationären Zustand übergehen lässt) dar.

$$\zeta = \frac{C}{C_{cr}} = \frac{C}{2 \cdot \sqrt{K \cdot M}}$$



Wie bei der Erklärung der Motion Ratios genannt wurde, ist die Ride Rate die Summe der Wheel Rate  $K_W$  und der Tire Rate  $K_T$ , betrachtet als zwei Federn in einer Reihe, und somit:

$$K_R = \frac{K_W \cdot K_T}{K_W + K_T}$$

$$K_{RF} = 14538 \text{ N/m}$$

$$K_{RR} = 20730 \text{ N/m}$$

Wir müssen erst die kritische Dämpfung für die gefederte und ungefederte Masse ermitteln. Wir arbeiten mit einem Viertel des Autos (1/4 Modell) [KAZTECH].

$$C_{CRsf} = 2\sqrt{K_{RF} \cdot W_{SR}} = 2\sqrt{14538 \cdot \frac{101,5}{2}} = 1717,91 \frac{\text{N}}{\text{m/s}}$$

$$C_{CRsr} = 2\sqrt{K_{RR} \cdot W_{SR}} = 2\sqrt{20730 \cdot \frac{123,5}{2}} = 2262,81 \frac{\text{N}}{\text{m/s}}$$

$$C_{CRuf} = 2\sqrt{(K_{SF} + K_{TF}) \cdot W_{UF}} = 2\sqrt{(30000 + 112000) \cdot 10} = 2383,27 \frac{\text{N}}{\text{m/s}}$$

$$C_{CRur} = 2\sqrt{(K_{SR} + K_{TR}) \cdot W_{UR}} = 2\sqrt{(45000 + 112000) \cdot 12,5} = 2801,78 \frac{\text{N}}{\text{m/s}}$$

Mit den entsprechenden kritischen Dämpfungen, können wir die Damping Ratios wählen.

Region	Value
$\zeta_{LS-Bump}$	This is body control so, if it is a bumpy circuit the ratio is 0.5. If the circuit is smooth choose 0.7. If the tyres need to be worked hard then choose 1.2.
$\zeta_{LS-Rebound}$	This will be dependant on a number of factors. Where body control is not significant use 0.3. However where body control is significant use 0.5 to 0.7.
$\zeta_{HS-Bump}$ $\zeta_{HS-Rebound}$	This is the high pass area of the damping curve. The values here should be 0.3 to 0.4

Damping Ratio Range	What this applies to
0.3 – 0.4	Ideal for filtering out bumps
0.5 – 1.0	This deals with body control.
1.0 +	This deals with extreme body control/driving temperature into the tyres.

Aus der nächsten Abbildung gehen die Kennlinien des Sachs Formula Student hervor.

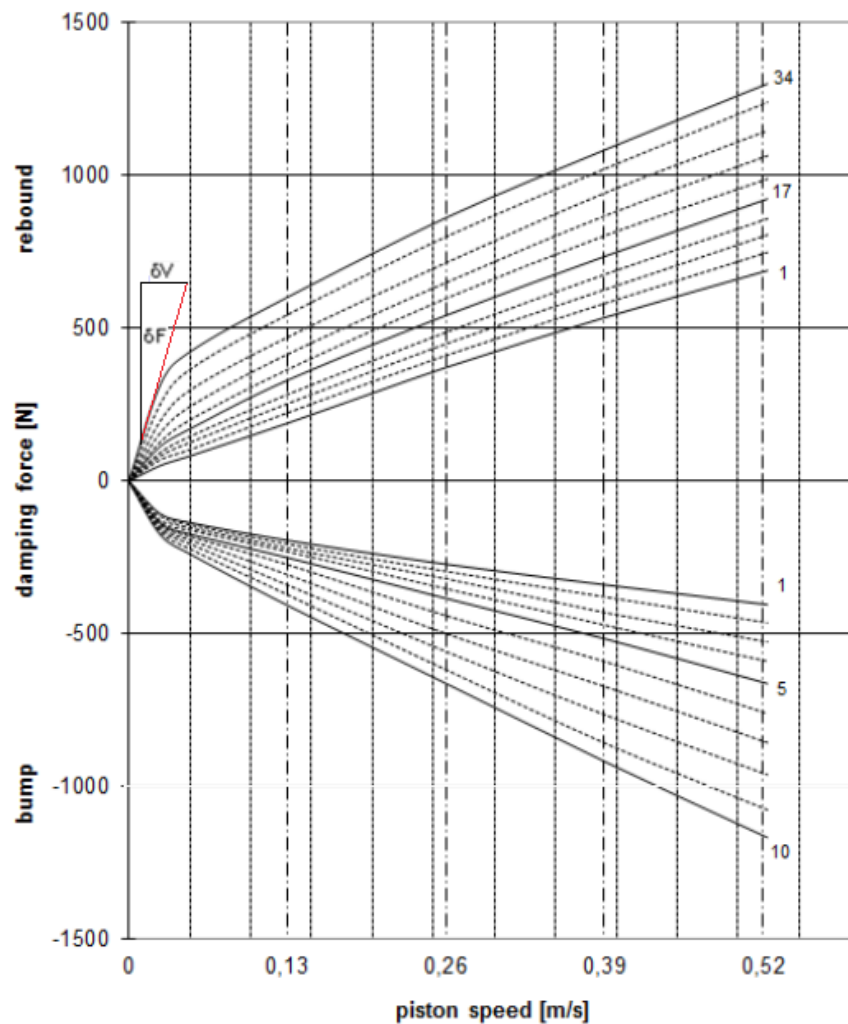


Abb.56 – Kennlinien Sachs ZF Formula Student Dämpfer Setting FS03. [ZF]

Wo die Kennlinien abbiegen, befindet sich das sogenannte "knee Speed". Diese Geschwindigkeit, 25 mm/s in diesem Fall, stellt den Trennpunkt zwischen höheren und niedrigeren Geschwindigkeiten dar. Folglich muss man bei dieser Geschwindigkeit zwei Ziele trennen: Kontrolle des Autos und Übergänge (niedrigen Frequenzen) und Kontrolle über Schlaglöcher der Rennbahn (höhere Frequenzen). Ein Kompromiss zwischen Handling und Fahrt muss geschaffen werden.

Zu erwähnen ist, dass normalerweise die Kompression der Dämpfer in der oberen Hälfte des Diagramms gezeichnet ist, und die Ausfederung in der unteren Hälfte, genau umgekehrt wie man in Abbildung 51 sehen kann.

Jetzt können wir uns folgende Frage stellen: Muss die Kennlinie symmetrisch sein? Wenn wir die Funktion des Dämpfers analysieren, können wir feststellen, dass bei der Einfederung ein Teil der Energie von der Feder übernommen wird, und bei der Ausfederung setzt die Feder diese Energie frei. Das bedeutet, dass bei der Ausfederung ein höheres Damping Ratio nötig ist, um die ganze Energie zu kontrollieren. Wir können auch die Ansicht vertreten, dass, weil die Kompression die ungefederte Masse kontrolliert und da diese Masse deutlich geringer als die gefederte Masse ist, weniger Dämpfung erforderlich ist. Das Umgekehrte gilt für die Ausfederung.

Also müssen wir insgesamt folgende Damping Ratios wählen:

Niedrige Geschwindigkeiten Kompression (Low Speed Compression).

-Niedrige Geschwindigkeiten Ausfederung (Low Speed Rebound).

-Höhere Geschwindigkeiten Kompression (High Speed Compression).

-Höhere Geschwindigkeiten Ausfederung (High Speed Rebound).

Diese Damping Ratios stützen sich auf unsere Entscheidungen [KAZTECH]:

-Dynamische Fahrfrequenzen.

-Dynamische Nick/Pitchfrequenzen.

-Federkonstanten.

-Stabilisatoren.

-Präferenzen des Fahrers.

In Abbildung 50 sehen wir vorgeschlagene Werte für die Damping Ratios. Für niedrige Frequenzen ist ein Damping Ratio von 0,7 optimal, und ein Wert von ca. 0,2 ist für höhere Frequenzen ideal [OPTG 2014]. Wir wählen 0,9 für vorne und 0,7 für hinten aufgrund des Einsatzes eines Aero-Paket.

Die Damping Ratio für niedrige Geschwindigkeiten bei Kompression (Low Speed Compression Damping Rate) wird jetzt mit der kritischen Dämpfung der gefederten Masse am Rad kalkuliert:

$$DR_F(lsc) = C_{CRSf} \cdot \zeta_{ls} = 1717,91 \cdot 0,9 = 1546,12 \frac{N}{m/s} = 1,54612 \frac{N}{mm/s}$$

Und am Stoßdämpfer:

$$1,54612 \cdot MR_F^2 = 2,7762 \frac{N}{mm/s}$$

Somit ist die Kraft bei der Knee Speed

$$CF_F(Knee Speed) = 2,7762 \cdot 25 = 69,4 N$$

Und hinten:

$$DR_R(lsc) = C_{CRSr} \cdot \zeta_{ls} = 2262,81 \cdot 0,7 = 1583,96 \frac{N}{m/s} = 1,58396 \frac{N}{mm/s}$$

Und am Stoßdämpfer:

$$1,58396 \cdot MR_R^2 = 2,8018 \frac{N}{mm/s}$$

Somit ist die Kraft bei der Knee Speed

$$CF_R(Knee\ Speed) = 2,8018 \cdot 25 = 70,04\ N$$

Vorne wurde eine höhere Damping Ratio gewählt, weil dadurch ein sensitives Fahrverhalten erreicht wird.

Jetzt wird die Damping Ratio für höhere Geschwindigkeiten bei Kompression (High Speed Compression Damping Rate) mit der kritischen Dämpfung der ungefederten Masse kalkuliert:

$$DR_F(hsc) = C_{CRuf} \cdot \zeta_{hs} = 2383,27 \cdot 0,3 = 714,981 \frac{N}{m/s} = 0,71498 \frac{N}{mm/s}$$

Und am Stoßdämpfer:

$$0,71498 \cdot MR_F^2 = 1,2838 \frac{N}{mm/s}$$

Und die Kraft bei höheren Geschwindigkeiten läßt sich errechnen:

$$F = 1,2838 \cdot v + n$$

Unsere Linie muss den Punkt (25, 69,04) enthalten:

$$69,4 = 1,2838 \cdot 25 + n$$

$$n = 37,305\ N$$

Und für hinten:

$$DR_R(hsc) = C_{CRur} \cdot \zeta_{hs} = 2801,78 \cdot 0,3 = 840,534 \frac{N}{m/s} = 0,840534 \frac{N}{mm/s}$$

Und am Stoßdämpfer:

$$0,840534 \cdot MR_R^2 = 1,4868 \frac{N}{mm/s}$$

$$70,04 = 1,4868 \cdot 25 + n$$

$$n = 32,87\ N$$

$$F = 1,4868 \cdot v + 32,87$$

Wir können jetzt die Kompressions-Kennlinie für vorne und hinten entwerfen:

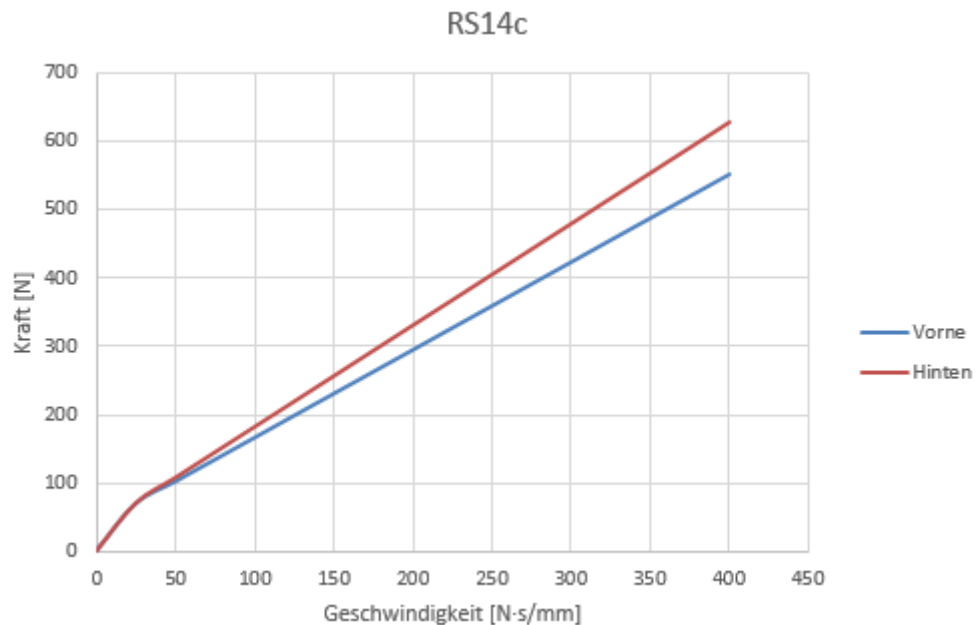


Abb.57 – Kompressionskennlinie des Stoßdämpfers.

Jetzt muss die Kennlinie für die Ausfederung (Rebound) definiert werden. Wie wir schon gesagt haben, ist die Damping Ratio in diesem Bereich größer. Normalerweise ist die nötige Damping Ratio 1,5 bis 2 Mal größer [OPTG 2014]. Wie haben 2 gewählt weil dieses Jahr wird ein kleineres Aero-Paket eingebaut.

So haben wir für vorne die Damping Rate für niedrige Geschwindigkeiten bei der Ausfederung am Stoßdämpfer (Low Speed Rebound Damping Rate):

$$DR_F(lsr) = DR_F(lsc) \cdot 2 = 2776,2 \cdot 2 = 5552,4 \frac{N}{m/s} = 5,5524 \frac{N}{mm/s}$$

Bei der Knee Speed haben wir

$$RF_F(Knee\ speed) = -5,5524 \cdot 25 = -138,81\ N$$

Und für höhere Geschwindigkeiten:

$$DR_F(hsr) = DR_F(hsc) \cdot 2 = 1283,8 \cdot 2 = 2567,6 \frac{N}{m/s} = 2,5676 \frac{N}{mm/s}$$

Die Werte sind negativ, weil die Kraft jetzt Zug und nicht Druck ist.

$$-138,81 = -2,5676 \cdot 25 + n$$

$$n = -74,62$$

$$F_{hsr\ front} = -2,5676 \cdot v - 74,62$$



Für hinten gilt das Gleiche am Stoßdämpfer:

$$DR_R(lsr) = DR_R(lsc) \cdot 2 = 2801,8 \cdot 2 = 5603,6 \frac{N}{m/s} = 5,6036 \frac{N}{mm/s}$$

Bei der Knee Speed haben wir

$$RF_F(Knee\ speed) = -5,6036 \cdot 25 = -140,09\ N$$

Und für höhere Geschwindigkeiten:

$$DR_R(hsr) = DR_R(hsc) \cdot 2 = 1486,8 \cdot 2 = 2973,6 \frac{N}{m/s} = 2,9736 \frac{N}{mm/s}$$

$$-140,09 = -2,9736 \cdot 25 + n$$

$$n = -65,75$$

$$F_{hsr\ rear} = -2,9736 \cdot v - 65,75$$

Jetzt können wir die vollständige Kennlinie entwerfen:

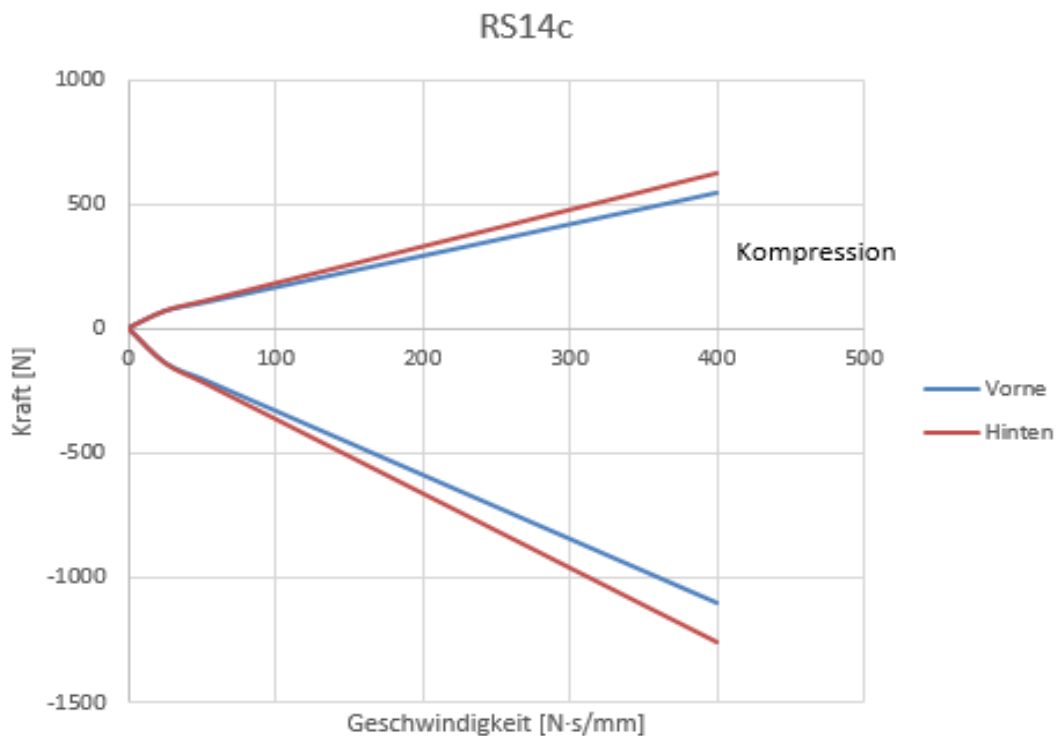


Abb.58 –Kennlinie des Stoßdämpfers für den RS14c.

Indem wir unsere Kennlinie mit der Kennlinie des ZF Formula Student Dämpfers vergleichen, können die Positionen der Einstellrädchen bestimmt werden. Mithilfe von Testfahrten können jetzt die Stoßdämpfer vollständig eingestellt werden.

## 7 Ergebniss

In diesem Kapitel werden Fotos von der Umsetzung dieser Arbeit gezeigt.



*Abb.59 –Aufhängung vorderer Achse RS14c..*



*Abb.60 – Stabilisator vorderer Achse RS14c.*





Abb.61 – Aufhängung hinterer Achse RS14c.



Abb.62 – Stabilisator hinterer Achse RS14c.

## 8 Schlussfolgerung

Um eine Aufhängung auszulegen, ist es notwendig, einige Entscheidungen zu treffen. Die Erfahrung kann Hinweise darauf geben, über welche Werte (z.B. Rollgradient, Rollsteifigkeit, Fahrfrequenzen usw.) ein gutes und feinfühliges Verhalten des Rennwagens erzielt werden kann. Ideale Werte existieren hier nicht. Jeder Fahrer hat seinen eigenen Geschmack, seine eigenen Präferenzen, und jede Rennstrecke stellt auch unterschiedliche Anforderungen.

Da nur relativ wenig Erfahrung zur Verfügung stand, bestand das Hauptziel dieser Arbeit darin, einen vernünftigen Ausgangspunkt festzulegen. Die Aufhängung wurde unter der Bedingung ‚Keep it simple‘ ausgelegt. Die Komponenten sind robust, einfach herzustellen und es gibt keine überflüssigen Elemente. Die Aufhängung bietet dem Fahrer auch Verstellmöglichkeiten, um die für ihn optimale Einstellung zu finden. Damit haben wir ein zuverlässiges Aufhängungssystem geschaffen und vor allem ein System, das funktioniert. Die Entscheidungen, die wir getroffen haben, sind in den entsprechenden Kapiteln begründet, und somit ist unsere Zielsetzung erreicht. Folglich können wir sagen, dass dieses Projekt erfolgreich abgeschlossen wurde.

## -Quellenangaben

- [KM77] KFZ Web Seite  
<http://www.km77.com/tecnica/bastidor/clasificacion-suspension/t05.asp>
- [AUTOM 2013] Vorlesungscripts vom Fach "Ingeniería de Automoción".  
Universidad Pública de Navarra, 2013.
- [SCARBSF1] Webblog: <http://www.scarbsf1.com>
- [F1TECHNICAL] Internet Forum: <http://www.f1technical.net>, "Advantages of Pushrod suspension"
- [AGCOAUTO] Web Seite  
[http://www.agcoauto.com/content/news/p2\\_articleid/255](http://www.agcoauto.com/content/news/p2_articleid/255)
- [RCVD 1995] "Race Car Vehicle Dynamics", William F. Milliken and Douglas L. Milliken. Society of Automotive Engineers, Inc. 1995.
- [CHASSISSIM] "Chassis Sim Damp Guide". <http://www.chassissim.com>
- [TSAH JD 2007] "The Shock Absorber Handbook", 2nd Edition, John C. Dixon, John Wiley & Sons Ltd., Professional Engineering Publishing Ltd.
- [SAC OR 1998] "La Suspensión en Automóviles de Competición", Edición actualizada 1998, Orlando Ríos. Grupo Editorial CEAC, SA.
- [TUM 2013] FSAE Team TU Fast, Technische Universität München TUM.  
<https://www.tum.de/en/studies/studineWS/issue-012013/show/article/30334/>
- [DISEÑO2013] Fach "Ingeniería de Diseño", Lehrer: Pedro Villanueva, Universidad Pública de Navarra, 2013.
- [OPTG 2014] "OptimumG Spring and Dampers Tech Tips".  
<http://www.optimumg.com/technical/technical-papers/>
- [CS TTW 1978] "Tune to Win", Carroll Smith, Aero Publishers, Inc. 1978.
- [WKP 2014] Wikipedia, Mechanical Torsion.
- [Tors Vesp] Scripts "Guía Resistencia de Materiales-Torsión", Vespertino.
- [SteelGrades 2014] "25CrMo4 Specifications Sheet",  
<http://www.steelgrades.com/Steel-Grades/Special-Alloy/gs-25crmo4.html>
- [KAZTECH] KAZ Technologies "Kaz Tech Damping Calculation Seminar".  
<http://www.kaztechnologies.com/downloads>
- [ASM 2014] Materialien Eigenschaften Seite "Aerospace Specification Metals".

[ZF] Web Seite des ZF-Formula Student Stoßdämpfer Herstellers.  
[http://www.zf.com/media/media/document/corporate\\_2/products\\_3/motorsports\\_2013/formula\\_student\\_2/Setting\\_FS\\_03.pdf](http://www.zf.com/media/media/document/corporate_2/products_3/motorsports_2013/formula_student_2/Setting_FS_03.pdf)

# Abbildungsverzeichnis

Abb.1 - Starrachse mit Blattfeder [KM77].

Abb.2 – Halbstarrachse [KM77].

Abb.3 – Längslenkeraufhängung. [KM77].

Abb.4 – McPherson Aufhängung. [KM77].

Abb.5 – Queraufhängung. [KM77].

Abb.6 – Push Rod und Pull Rod Varianten. [SCARBSF1].

Abb.7 - Dämpfung auf unebener Straße. [AGCOAUTO].

Abb.8 – Schraubenfeder [RCVD 1995].

Abb.9 – Torsionsfeder. [RCVD 1995].

Abb.10 – Feder-Dämpfer System. [RCVD 1995].

Abb.11 –Typisches Stoßdämferdiagramm Kraft vs. Geschwindigkeit. [CHASSISSIM ].

Abb.12 – Schema eines herkömmlichen Umlenkhebels. [TSAH JD 2007].

Abb.13 – Geschwindigkeitsdiagramm des Umlenkhebels. [TSAH JD2007].

Abb.14 – Kohlenstoffkomponenten in einem Formula Student- Rennwagen. [TUM 2013].

Abb.15 – g-g Diagramm. [SAC OR 1998].

Abb.16 – Ansicht Entwurf 1 – Vorderachse

Abb.17 – Ansicht Entwurf 1- Vorderachse

Abb.18 –Ansicht Entwurf- Vorderachse

Abb.19 – Ansicht Entwurf 2 Vorderachse

Abb.20 –Ansicht Entwurf 3 – Vorderachse

Abb.21 – Ansicht Entwurf 3- Vorderachse

Abb.22 – Ansicht Entwurf 4- Vorderachse

Abb.23 –Grundrisszeichnung Entwurf 4 - Vorderachse

Abb.24 – Skizze Entwurf 1 – Hinterachse

Abb.25 – Ansicht Entwurf 2 - Hinterachse

Abb.26 – Ansicht Entwurf 2 – Hinterachse

Abb.27 – Schema der Aufhängungskomponenten

Abb.28 – Numerierung der Teile.

Abb.29 – Matrix X-Lösung.

Abb.30 – Rollachse.

Abb.31 –  $R_k$  vs. einfallendes Gewicht Diagramm. [SAC OR 1998].

Abb.32 – Seitenansicht eines Fahrzeugs. [SAC OR 1998]

Abb.33 – Rollachse Diagramm. [RCVD 1995].

Abb.34 – Vorder- und Hinterachse Gewichtsverlagerung Gleichungen. [RCVD 1995].

Abb.35 – Höhere vordere Fahrfrequenz. [OPTG 2014].

Abb.36 – Höhere hintere Fahrfrequenz. [OPTG 2014].

Abb.37 – IR für eine einfache Aufhängung. [RCVD 1995].

Abb.38 – 3D Sketch: Simulation der Bewegung des vorderen Mechanismus.

Abb.39 – 3D-Skizze: Simulation des hinteren Mechanismus.

Abb.40 – Federweg vs. Radhub Diagramm für die Vorderachse

Abb.41 – Installation Ratio vorne.

Abb.42 – Federweg vs. Radhub Diagramm für die Hinterachse

Abb.43 – Installation Ratio hinten.

Abb.44 – Umlenkhebel vorne.

Abb.45 – Umlenkhebel hinten.

Abb.46 – FEM Umlenkhebel vorne. Sicherheitsfaktor.

Abb.47 – FEM Umlenkhebel hinten. Sicherheitsfaktor.

Abb.48 – Stabilisator vorne.

Abb.49 – Stabilisator hinten.

Abb.50 – Torsionsbelastete Stange [TORS Vesp].

Abb.51 – Transmissibility eines Feder-Stoßdämpfer-Systems für ein Damping Ratio von 0,5. [OPTG 2014]

Abb.52 – Transmissibility eines Feder-Stoßdämpfer-Systems für verschiedene Damping Ratios. [OPTG 2014]

Abb.53 – Damping Ratio. [KAZTECH-RCVD 1995]

Abb.54 – Verschiedene Damping Ratios. [KAZTECH-RCVD 1995]

Abb.55 – Geeignete Damping Ratios. [CHASSISSIM]



*Abb.56 –Kennlinien Sachs ZF Formula Student Dämpfer Setting FS03.. [ZF]*

*Abb.57 – Kompressionskennlinie des Stoßdämpfers.*

*Abb.58 –Kennlinie des Stoßdämpfers für den RS14c.*

*Abb.59 –Aufhängung vorderer Achse RS14c..*

*Abb.60 – Aufhängung hinterer Achse RS14c.*

*Abb.61 – Aufhängung hinterer Achse RS14c.*

*Abb.62 – Stabilisator hinterer Achse RS14c.*